

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukce posuvného držáku motoru

Design of Adjuster for Engine

Diplomová práce

Student:

Bc. František Lysák

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Kolesár, Ph.D.

Ostrava, 2015

---

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. František Lysák**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení  
Téma: Konstrukce posuvného držáku motoru  
Design of Adjuster for Engine

Zásady pro vypracování:

Proved'te konstrukční návrh mechanismu posuvného držáku motoru, který slouží ke sklápění reflektoru světlometu automobilu v závislosti na jeho proměnlivém zatížení během provozu. Diplomová práce bude zahrnovat analýzu dané problematiky, návrhy variant konstrukčního řešení, příslušné výpočty a výkresovou dokumentaci.

Parametry zadání

Výchozí geometrie souvisejících standardizovaných komponent podle poskytnutého CAD souboru

Základní materiál mechanismu: zvolit vhodný termoplast

Možnost montáže motorku v poloze:  $0^\circ$  -  $90^\circ$

Posun seřizováku: cca 6 mm v obou směrech

Šířka posuvného vedení: min 30 mm, max 50 mm

Zahrnout aspekty smontovatelnosti, tuhosti, vyrobitelnosti a minimalizace objemu materiálu

Seznam doporučené odborné literatury:

KUBA, F.: Pružnost a pevnost, Vysoká škola báňská Ostrava, Ediční středisko VŠB, Ostrava 1990.

HUBKA, V. Konstrukční nauka, Heurista, Zürich, 1995. 118 s. ISBN 80-90-1135-0-8.

HORYL, P. Inženýrské základy MKP. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.

UČEŇ, O., BLATA, J., KUBÍN, T. Nové trendy v konstrukci automobilů s ohledem na bezpečnost chodců.

Technická diagnostika, 2010, roč. XIX, č. z1, s. 413-418. ISSN 1210-311X.

---

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Kolesár**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



---

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
*vedoucí katedry*



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*

---

## Poděkování

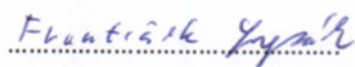
Velmi rád bych tímto poděkoval mému školiteli Ing. Michalu Kolesárovi za cenné připomínky, podněty, a za podporu, bez které by tato diplomová práce nemohla vzniknout. Můj velký dík patří моým rodičům, bratrovi a mé přítelkyni za jejich podporu a toleranci při studiu a psaní diplomové práce.

---

# Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2015

A handwritten signature in blue ink, reading "František Špaňhel", written over a dotted line.

podpis

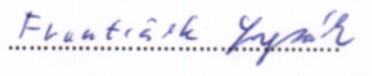
---

# Prohlášení o využití výsledků diplomové práce

Prohlašuji, že

- jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2015



Jméno s příjmením autora práce:

Bc. František Lysák

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Jindřichov 9, Hranice, 753 01

---

# Anotace

LYSÁK, F. *Konstrukce posuvového držáku motoru: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2015, 74 s. Vedoucí práce: Kolesár, M.

Práce se zabývá návrhem posuvového držáku motoru předního světlometu automobilu. Jsou rozebrány principy vyrovnávání paprsků, materiály v automobilovém průmyslu a statické a dynamické vlastnosti konzoly. Je navržena metodika vývoje a využitím parametrické a topologické optimalizace a metodika je aplikována na vývoji konzoly. Dle metodiky nově navržená konzola splňuje požadavky na ni kladené.

# Anotation

LYSÁK, F. *Design of Adjuster for Engine: Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2015, 74 p. Thesis head: Kolesár, M.

The thesis is focused on design of adjuster for engine of car front light. The principles of light beam leveling, automotive materials and static and dynamic properties of the adjuster are discussed. A methodics of adjuster design is proposed. The methodics exploits parametric and topology optimization approach. New designed adjuster according this methodics fulfil all requirements.

---

# Obsah

<b>Prohlášení o využití výsledků diplomové práce .....</b>	<b>5</b>
<b>Obsah .....</b>	<b>7</b>
<b>1 Úvod .....</b>	<b>10</b>
<b>2 Regulace dosahu světlometů .....</b>	<b>11</b>
2.1 Regulace dosahu světlometů .....	11
2.2 Funkce automatického naklápění světlometu .....	14
<b>3 Plasty v automobilovém průmyslu .....</b>	<b>17</b>
3.1 Charakteristiky vybraných termoplastů .....	20
<b>4 Popis seřizovacího dílce .....</b>	<b>22</b>
4.1 Zástavbový prostor konzoly .....	24
4.2 Materiály sestavy konzoly seřizovače .....	25
4.3 Požadavky kladené na konzoli motorku .....	26
4.4 Rozbor statických a dynamických vlastností .....	26
4.5 Optimalizační metody .....	34
<b>5 Cíle diplomové práce .....</b>	<b>36</b>
<b>6 Hledání optimálního tvaru konzoly .....</b>	<b>37</b>
<b>7 Návrh konzoly motorku .....</b>	<b>39</b>
7.1 Základní návrh konzoly .....	39
7.2 MKP model .....	40



---

7.3	Náhradní model motorku .....	43
7.4	Parametrická optimalizace objemu .....	47
7.5	Topologická optimalizace objemu .....	55
7.6	Konstrukční návrh konzoly .....	58
7.7	Výpočtové ověření konstrukčního návrhu konzoly .....	59
7.8	Zlepšení vlastností konzoly volbou materiálu .....	64
<b>8</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>67</b>
<b>9</b>	<b>Seznam literatury.....</b>	<b>69</b>
<b>10</b>	<b>Přílohy.....</b>	<b>73</b>

---

# Seznam použitých symbolů a zkratek

značka	popis	jednotka
$m_{\text{mot}}, m$	Hmotnost	kg
$k$	Tuhost	N/m
$F$	Síla	N
$l, \Delta l$	Délka	m
$E$	Youngův modul pružnosti	Pa
$A$	Plocha	$\text{m}^2$
$\omega$	Frekvence	$\text{s}^{-1}$
$\rho$	Hustota	$\text{kg}/\text{m}^3$
$E_s$	Specifický modul pružnosti	$\text{m}^3/\text{kg}/\text{Pa}$
<b>M</b>	Matice hmotnosti	-
$\ddot{x}, \dot{x}, x, x_0$	Délková souřadnice	m
<b>B<sub>v</sub></b>	Matice tlumení	-
<b>K</b>	Matice tuhosti	-
$f$	Frekvence	Hz
$t$	Čas	s
$j$	Komplexní jednotka	-
$F(f)$	Frekvenčně závislá budicí síla	N

---

# 1 Úvod

Se zvyšujícími se požadavky zákazníků na komfort cestování je vyvíjen neustálý tlak na výrobce automobilů nebo automobilových komponent. S nároky zákazníků přichází také požadavky na vysokou přidanou hodnotu a konkurenceschopnost, která vede ke zkracování vývojového cyklu a k zavádění inovativních řešení do praxe. Inovativní myšlenky a návrhy jsou zhmotněny nejprve jako koncepty a následně jsou tato řešení implementována do automobilů nejvyšších tříd a nakonec jsou použity i u automobilů nižších tříd. Podobným životním cyklem si prošlo také vertikální naklápění světlometů, které je již běžnou součástí automobilů. Technologie vertikálního naklápění reflektorů je v současné době, pro zvyšování bezpečnosti silničního provozu, požadována též normami Evropské unie.

Naklápění světlometů udržuje světelný paprsek v kontaktu s vozovkou a brání tak oslnění protijedoucího automobilu při zatížení zadní nápravy nebo při jízdě přes příčnou nerovnost na vozovce. Naklápění je možné provádět pomocí více principů. Všechny principy však spojuje požadavek na materiálové a technologické vlastnosti, kterým jsou však často nadřazeny principy EKOnomičnosti a - v poslední době i - EKOfičnosti.

---

## 2 Regulace dosahu světlometů

Většina adaptivních reflektorů v sobě zahrnuje systém vertikálního naklápění světelného paprsku. Princip samonivelace spočívá v přídavných čidlech rozmístěných v automobilu, které snímají podélný náklon automobilu nebo zatížení zadní a přední nápravy.

V případě, že automobil jede přes příčnou nerovnost vozovky, při nájezdu předních kol na nerovnost směřují paprsky světel krátkodobě směrem nahoru, dokud se podélný náklon vozu nesrovná. Z hlediska řidiče vozu na nerovnosti toto nepředstavuje problém, problém však může způsobit řidiči protijedoucího vozu nebo řidiči vozu jedoucí před ním. Vzniká tak oslnění buď čelním svícením, nebo svícením do zpětného zrcátka (na Obr. 2 označeno jako Dazzle). Světlomety vybavené funkcí automatické regulace dosahu tento problém odstraňují. Obdobně, jako na příčné nerovnosti se automobil chová při zrychlování a brždění. Dále je třeba horizontálně upravit směr světelného paprsku v případě vyššího zatížení zadní nápravy automobilu. Zatížení může být způsobeno nákladem v kufru automobilu nebo hmotností přívěsného vozíku. Například silné brždění může změnit úhel vozidla až o  $1,5^\circ$ , což znamená zkrácení osvětlené části vozovky ze 100 m na 40 m [1].

### 2.1 Regulace dosahu světlometů

Regulace dosahu světlometů (regulace sklonu světlometů) má při všech stavech zatížení vozidla zabezpečit stálý dobrý dohled bez oslňování protijedoucích vozidel tím, že úhel sklonu tlumeného („potkávacího“) světla se přizpůsobí příslušnému stavu zatížení vozidla. Automatická regulace sklonu světlometů je v protikladu k ručně ovládané verzi ještě bezpečnější a jistější, protože nastavení řidičem je subjektivní a kromě toho se může lehce zapomenout. Pro vozidla s výbojkovými světly je automatická regulace dosahu světlometů předepsaná zákonem [2].

Při automatické regulaci sklonu světlometů se rozlišuje mezi statickými a dynamickými systémy. Statické systémy vyrovnávají užitečné zatížení v prostoru pro cestující a v zavazadlovém prostoru, dynamické systémy korigují dodatečně sklon světlometů při rozjezdu, akceleraci a brždění (Obr. 1).

---

## **Manuální řízení sklonu paprsků**

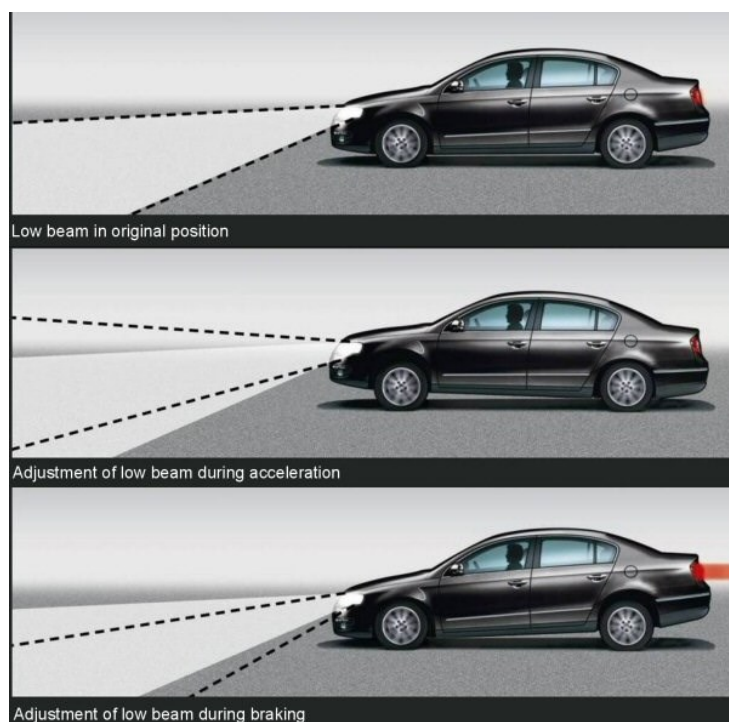
Ruční řízení sklonu paprsků je zákonem vyžadováno u všech automobilů osazených halogenovými světly. Řidič pomocí rotačního ovladače nastavuje manuálně sklon paprsků světel. Manuálním řízením sklonu paprsků lze kompenzovat zatížení zadní nápravy automobilu. Řízení je však závislé na řidiči, který je nemusí vůbec používat.

## **Statický systém**

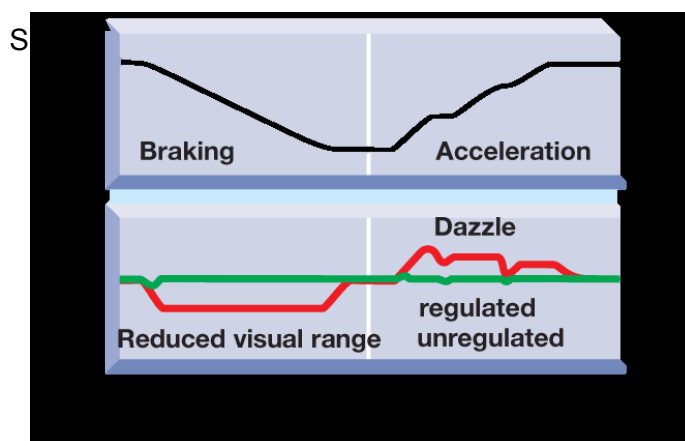
Mimo signálů z nápravových snímačů přijímá řídicí jednotka rychlostní signál z elektronického tachometru nebo z řídicí jednotky ABS. Pomocí tohoto signálu systém určí, zda vozidlo stojí, pohybuje se nebo jede stálou rychlostí. Statický automatický systém pracuje vždy s velkým útlumem, tzn., že vyreguluje pouze dlouho přetrvávající náklony karosérie. Po každém rozjezdu vozidla systém koriguje nastavení světlometů v závislosti od naložení vozidla. Toto nastavení se při dosažení konstantní rychlosti znovu zkontroluje a případně zkoriguje. Odchytky mezi požadovanou polohou systém příslušně vyrovná. U statického systému se používají ručně ovládané servomotory [2].

## **Dynamický systém**

Dynamický samočinný systém (Obr. 3) zabezpečuje optimální polohu světlometů v každé jízdní poloze, protože funguje ve dvou provozních režimech. Přídavným rozlišením rychlostního signálu se na rozdíl od statické regulace sklonu světlometů rozpozná i akcelerace a brzdění (Obr. 1). Při jízdě stálou rychlostí zůstává jak dynamický systém, tak statický systém v režimu s velkým tlumením. Když se rozpozná akcelerace nebo brzdění, přepne se systém okamžitě do dynamického režimu. Zkrácené vyhodnocení signálů a zvýšené stavěcí rychlosti servomotorů umožňují přizpůsobení sklonu světlometů za zlomky sekundy. Tak má řidič vždy správný dohled, aby mohl přehledně řešit příslušnou dopravní situaci. Po ukončení akcelerace nebo brzdění se systém automaticky přepne opět do statického režimu [2].



Obr. 1: Poloha paprsku světla při normálním jízdě (nahore), během zrychlování (uprostřed) a během brždění (dole). Převzato z [3].

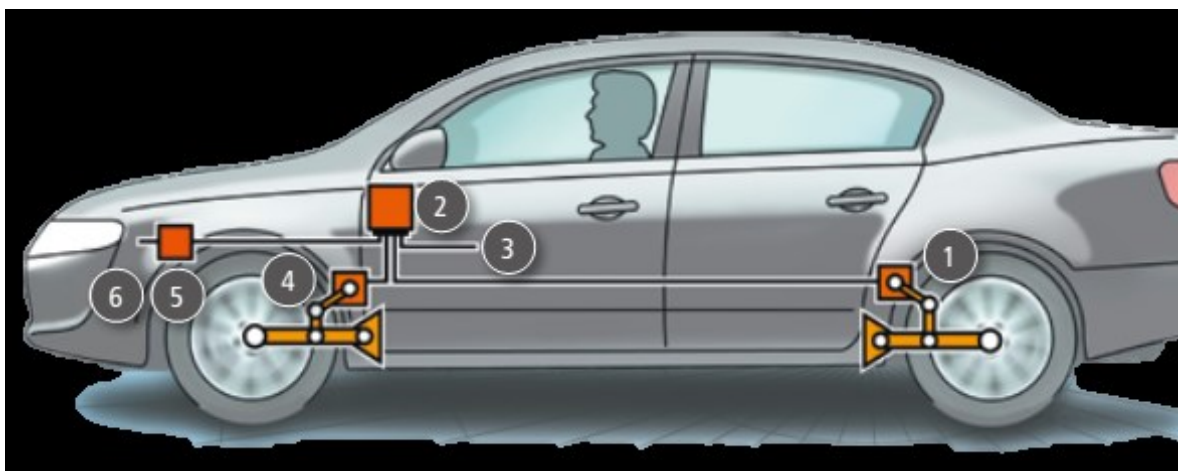


Obr. 2: Porovnání světél s a bez automatické nivelace paprsku. Převzato z [4].

Automobily bez hlavních reflektorů s funkcí nivelace nelze dodávat na Evropský trh. Nařízením EU [5] z roku 1998 bylo stanoveno, že vozidla pro Evropský trh musí být vybavena alespoň funkcí statické nivelace. V případě, že reflektory přesahují svítivost 2000 lm

---

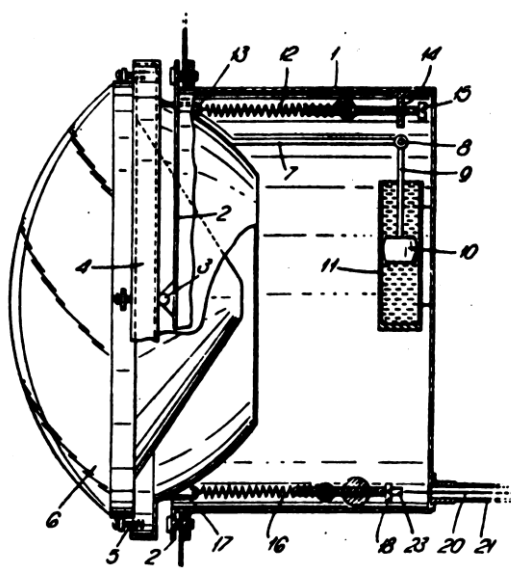
(výbojkové reflektory, bi-xenony), musejí již být automobily vybaveny automatickým řízením dosahu paprsku. Automatická samonivelace je součástí volitelných výbav automobilů nebo výbav vyšších tříd. Např. BMW nabízí volitelné adaptivní světlomety ve všech modelech, zatímco u typů 335, 535, 7-series a M-series jsou jako standardní vybavení. VW Passat (model 2006) nabízel adaptivní světlomety jako součást prémiového balíčku. Obdobně nabízí adaptivní reflektory i Lexus, Audi a další výrobci prémiových značek. V poslední době však tato funkce pronikla i do automobilů ne-prémiových značek (Ford Mondeo 2014) [6].



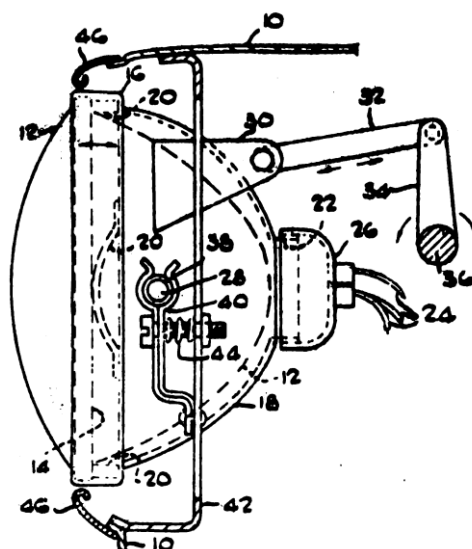
*Obr. 3: Princip automatické dynamické regulace sklonu světlometů. 1 – snímač světél výšky na zadní nápravě 2 – elektronická řídicí jednotka, 3 – senzor rychlosti, 4 – snímač světél výšky na přední nápravě, 5 – motorek nivelace, 6 – reflektor. Převzato z [3].*

## 2.2 Funkce automatického naklápění světlometu

Samotný princip naklápění reflektorů je znám od roku 1948, kdy byl použit u vozidla Citroen 2CV [7]. Řízení naklápění paraboly reflektoru a tím světelného paprsku je umístěno v předním světlometu. Pro manuální řízení je nejčastěji síla vyvolaná k naklopení paraboly vyvozena pomocí lanka (Obr. 4) nebo páky (Obr. 5). Ta je následně pojena s ovladačem na palubní desce automobilu. S nástupem moderní elektroniky se prosadilo pro automatické řízení dosahu paprsků pomocí servomotoru. Krokové servomotory jsou používány pro statické řízení, pro dynamické řízení jsou nejčastěji používány motory se souvislým řízením.



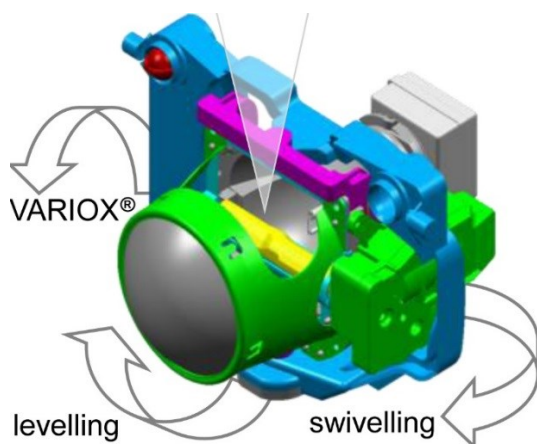
Obr. 4: Kabelem řízené manuální naklápění paraboly reflektoru. Převzato z [8].



Obr. 5: Pákou řízené manuální naklápění paraboly reflektoru. Převzato z [8].

Naklápěcí jednotka je součástí reflektoru. Moderní reflektory mají, kromě řízení sklonu (leveling), také řízení bočního naklopené paraboly (swiveling), které je aktivní především při jízdě do zatáčky a natáčí tak paprsky ve směru silnice (Obr. 6). Motorek řízení dosahu paprsků je umístěn tak, aby byla zabezpečena jeho funkce a snadná výměna pro případ poruchy (Obr. 8).

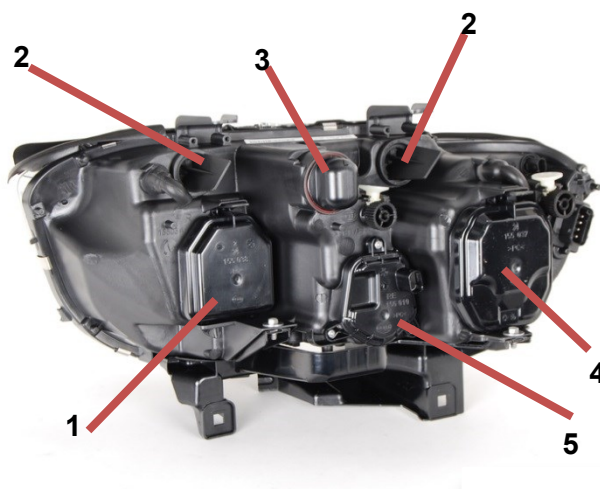




Obr. 6: Schéma moderního výbojkový světlometu s vyznačením natáčecích rovin. Převzato z [9]



Obr. 7: Motor řízení naklápění světlometu.  
Převzato z [3]



Obr. 8: Přední reflektor BMW E65 - 745i. 1 – Clona tlumeného světla, 2 – žárovka směrového světla, 3 – parkovací světlo, 4 – dálkové světlo, 5 – kryt servomotoru řízení dosahu paprsků. Převzato z [10].

---

## 3 Plasty v automobilovém průmyslu

Plast je materiál disponující mnoha vlastnostmi, které jsou při konstrukčních aplikacích hojně využívány. Vedle výhod však existují i určité nevýhody. Shrnutí hlavních výhod a nevýhod plastů z hlediska automobilového průmyslu je uvedeno v Tab. 1.

*Tab. 1: Srovnání hlavních výhod a nevýhod plastových materiálů*

Výhody	Nevýhody
Nízká hmotnost	Nízké mechanické vlastnosti (v porovnání s kovovými materiály)
Výborné zpracovatelské vlastnosti	Creep (tečení)
Elektrická a korozní odolnost	Ekologické zatížení prostředí
Dobré tlumicí vlastnosti	Relativně nízký rozsah použitelných teplot

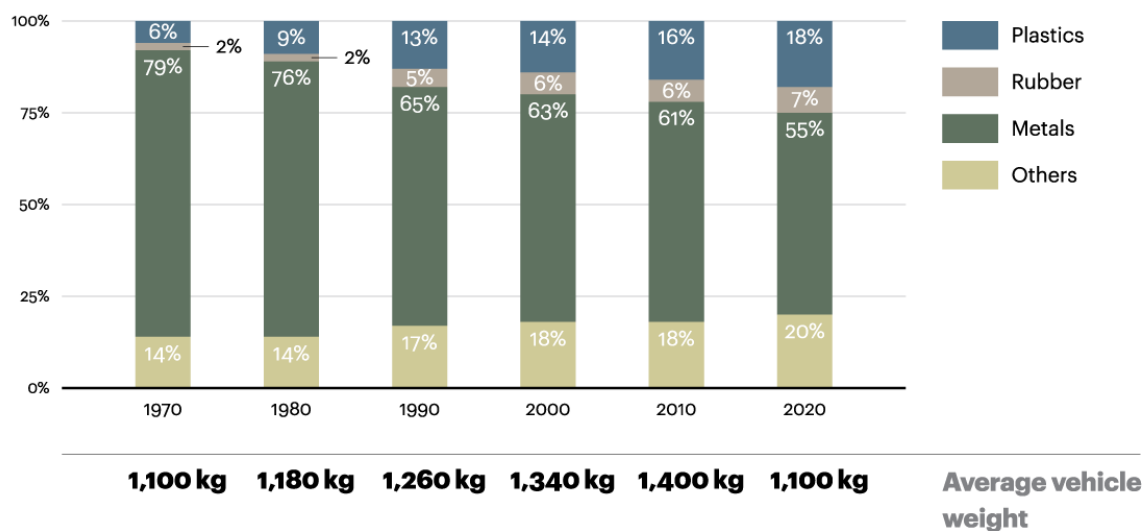
Strojírenské výrobky z plastů používané v automobilovém průmyslu jsou postupem času podrobovány stále vyšším nárokům na své užité vlastnosti. Je na nich požadována zvýšená tuhost při statickém i dynamickém namáhání, vysoká pevnost, houževnatost a deformovatelnost. Dále vysoká tvarová a rozměrová stabilita při vystavení zvýšené teplotě, mrazu, UV záření, chemikáliím nebo elektrickému napětí. Dalším důležitým parametrem je dodržení životnosti při funkčnosti výrobku při celkové rentabilitě vyrobeného dílce vzhledem k užití výrobní technologii.

V automobilovém průmyslu jsou plasty používány, vedle kompozitních materiálů a hliníku, ve stále větší míře (Obr. 9). V roce 2010 bylo použito v každém osobním automobilu průměrně 18% plastových dílů, což odpovídá 224 kg. Je zde předpoklad, že s vývojem nových polymerních sloučenin bude každým rokem podíl plastů na konstrukci narůstat (Obr. 10). Z poměru použitých materiálů je patrné, že se zvyšujícím se podílem plastových dílů, používání hliníkových slitin a celkové optimalizaci dílců klesá celková hmotnost automobilů.



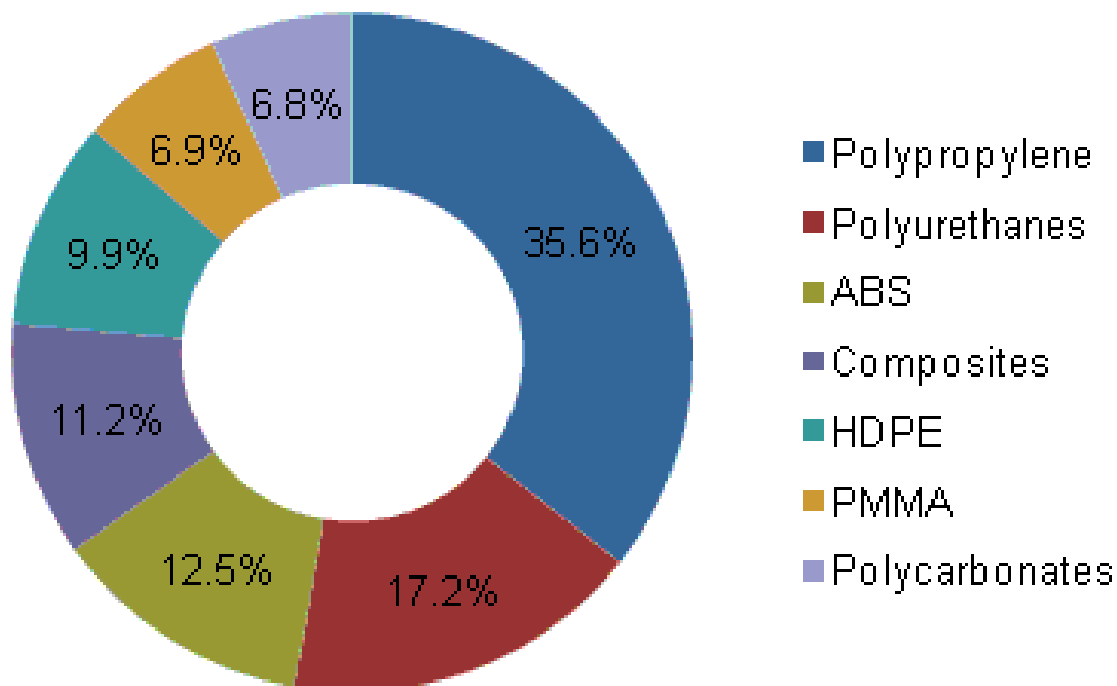
Obr. 9: Použití plastových dílů na osobním vozidle. Převzato z [11].

Percentage of total vehicle weight



Obr. 10: Podíl jednotlivých materiálů na hmotnosti vozu. Převzato z [11].

Nejvíce zastoupenou skupinou plastů pro automobilový průmysl jsou termoplasty umožňující velice produktivní a levné zpracování s možností široké škály barev. Největší podíl z těchto termoplastů zabírají polypropylenové a polyuretanové výrobky (Obr. 11).



Obr. 11: Zastoupení plastů v automobilovém průmyslu v roce 2011. Převzato z [12].

V případě volby konkrétního materiálu a jeho ceny je také nutno přihlížet na zpracovatelnost materiálu. Společně s chemickou a fyzikální strukturou se zpracovatelný proces podílí největší měrou na výsledných vlastnostech produktu, viz Tab. 2.

Nejvyužívanějšími plasty jsou polypropylen (PP), Polyuretan (PU) a ABS. Polypropylen spadá do skupiny polyfenolů. Jsou to jedny z nejrozšířenějších syntetických plastů, především díky snadné dostupnosti surovin, levnému a snadnému zpracování a také díky široké škále využitelných vlastností.

Mezi největší producenty termoplastů patří firmy DuPont a BASF. Lze je považovat za lídry na poli inovací v plastikářském průmyslu, především v oblasti hi-tech plastů.

Tab. 2: Matice volby vhodného materiálu pro konkrétní výrobek. Převzato z [13].

	držáky, klíčky	konstra palubní desky	palubní deska	součásti brzd	nárazník	systém chlazení	součásti karburátoru	přístrojová deska, prvky	vnější klíky	elektrické komponenty	palivová nádrž	přední maska	držák palivové nádrže	palivové potrubí	řadící páka	mřížka	výplň sedaček	součásti zapalování	části portubí	kryty přístrojů	vnitřní vybavení	světla a jeho součásti	okolí volantu	zpětná zrcátka	přístrojová deska	sedadla	zvuková izolace	volant	prvky pod kapotou	těsnění	čisti vodního čerpadla	podběhy, blatníky	mechanismus ovládání oken	
ASA								*								*																		
ABS			*					*								*					*		*										*	
PA		*				*				*	*		*	*	*				*				*		*				*		*			
PVC								*												*					*									
EP,PF				*																										*				
POM	*					*			*	*				*	*															*			*	
PBT	*								*	*						*			*		*									*				
PC					*			*		*						*				*		*	*	*	*	*								
PEI						*												*			*				*	*								
PET									*	*												*							*					
PE									*	*																						*		
PMMA							*											*		*		*		*		*								
PPS						*			*									*											*					
PPO							*						*		*																*			
PPA					*				*			*																	*					
PP		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
PTFE	*																																	
PUR																									*	*								
PUR (pro RIM)		*	*	*	*	*		*								*	*									*	*		*		*	*	*	
UP		*	*	*	*	*	*	*			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

## 3.1 Charakteristiky vybraných termoplastů

### 3.1.1 Polyamid (PA)

Polyamidy vznikají polykondenzací z monomeru amidu. Díky této technologii obsahují polyamidy relativně velké množství vody, které v závislosti na typu a oblasti užití může dle relativní vlhkosti vzduchu měnit. Při příliš velké ztrátě vlhkosti ztrácí polyamidy své mechanické vlastnosti (pružnost, tuhost a rázovou pevnost) a pro jejich obnovení je nutná následná regenerace ve vodě. Nejsou odolné vůči UV záření, ale vyhazují stálost proti běžným rozpouštědlům. Koncentrované kyseliny však polyamidy rozpouští. Pevnost, tuhost, ohebnost a tvarovou stálost za tepla tvářených polyamidů lze výrazně zlepšit pomocí přidání krátkých skleněných vláken. Nejběžnějším polyamidem je PA 66.

### 3.1.2 Polybutylen-tereftalát (PBT)

Polybutylen-tereftalát je řazen do skupiny polyesterových termoplastů. Je to semikrystalický polymer používaný hlavně pro zpracování vstřikováním pro technické

---

aplikace. Vyrábí se polykondenzací kyseliny tereftalové nebo dimetyl tereftalátu s 1,4-butanediolem. Mezi jeho klíčové vlastnosti patří vysoká pevnost, vysoká trvalá servisní teplota (až 150 °C), velmi dobrá creepová odolnost i při vyšších teplotách, vysoká tuhost a tvrdost, nízké tření a odolnost proti otěru, velká rozměrová stálost, dobrá odolnost vůči povětrnostním podmínkám, nízká koroze pod napětím. PBT je mimořádně vhodný pro technické aplikace vyžadující vysokou rozměrovou stabilitu, protože polybutylen-tereftalát má nízký koeficient tepelné roztažnosti a nízkou nasákavost vody.

### **3.1.3 Polykarbonát (PC)**

Polykarbonáty představují specifickou skupinu termoplastických polymerů, které lze snadno opracovávat, formovat a tepelně tvarovat. Díky těmto vlastnostem mají široké využití. Je to univerzální, pevný plast, s nízkou hustotou a vysokou pevností. Je však dražší než akryl nebo sklo. Polykarbonát je hojně využíván v elektronickém průmyslu. Na výrobu plášťů mnohých mobilních telefonů, pagerů a notebooků, je často použit čirý nebo neprůhledný polykarbonát. Dále se polykarbonát používá na výrobu skleníků, venkovních staveb, světlometů automobilů a také v oblasti zdravotnictví.

### **3.1.4 Polychlorované bifenyly (PCB)**

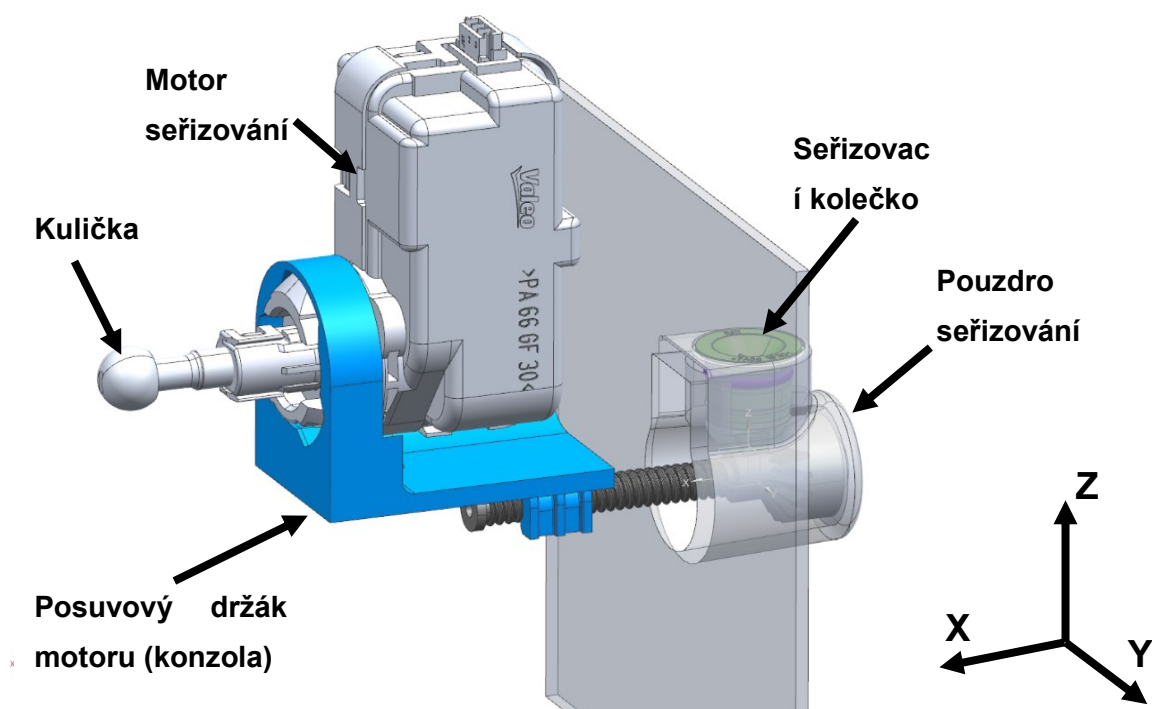
Polychlorované bifenyly jsou chemicky stálé, tepelně odolné, přílnavé a nehořlavé termoplasty. Zahrnují celkem 209 příbuzných látek s alespoň 4 navázanými atomy chlóru. Za normálních podmínek jsou PCB bezbarvé krystalické látky bez zápachu. PCB jsou špatně rozpustné ve vodě, ale jsou rozpustné v organických rozpouštědlech, například v tucích.

### **3.1.5 Polyacetal (POM)**

Polyacetal je polokrystalický konstrukční polymer s vysokou krystalickou úrovní a přirozeně mléčnou barvou. Jeho struktura zaručuje vynikající pevnost a tvárnost. Má vynikající rozměrovou stabilitu, vysokou pevnost, vynikající odolnost vůči poškození a obroušení. Některé varianty POM také vynikají výbornou odolností vůči chemickým látkám, ropným produktům i ředidlům.

## 4 Popis seřizovacího dílce

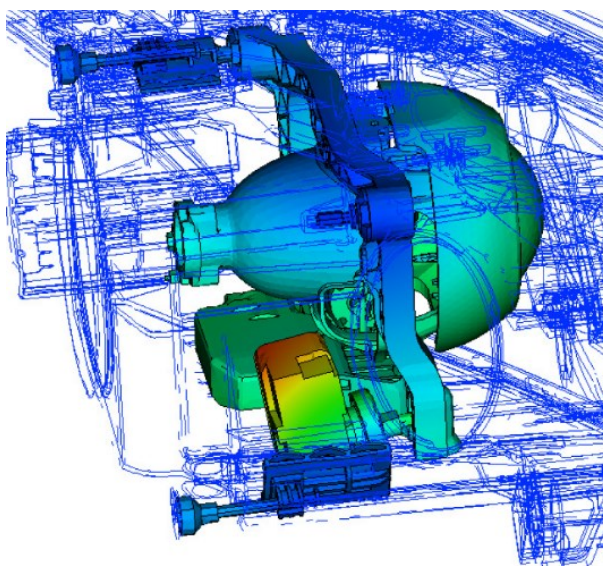
Motorek naklápění je přes přírubu uložen v seřizovacím dílci (Obr. 12). Vložení posuvového držáku motoru je dána podmínkou nastavení správného sklonu paprsků světla při montáži. Většina dílců sestavy světlometu je vyrobena z plastu a i přes zpřesňování výroby je nutné klíčové součásti seřizovat. Seřízení je také nutné při výměně nebo opravě součástí nivelace. Systém se seřizuje pomocí diagnostické testovací stolice. Seřizovací dílec je uložen pomocí vedení v zadním krytu reflektoru. Otáčivým pohybem seřizovacího kolečka je přes kuželový převod roztočen seřizovací šroub. Axiální pohyb posuvového držáku motoru je vyvozen pomocí vlepené matice seřizovacího šroubu. Polohu seřizovacího dílce je možné v ose X měnit o  $\Delta X = \pm 6$  mm.



Obr. 12: Sestava motorku řízení dosahu světlometů

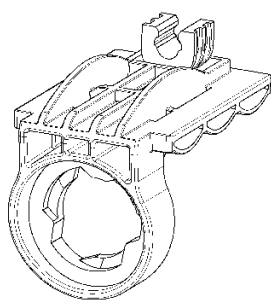
Kulička motorku je vnitřním mechanismem motorku výsuvná a působí na naklápěcí rám paraboly (Obr. 13). Tím dochází k natáčení světlometu v horizontální rovině a korekci dosahu světelných paprsků.





*Obr. 13: Pohled na vnitřní část reflektoru s posuvovým držákem a servomotorem řízení dosahu světlometů*

Stávající návrhy tvaru posuvového držáku motorku byly prováděny v menším možném zástavbovém prostoru. Jedním z hlavních kritérií bylo co nejvíce přiblížit osu posuvového šroubu k ose kuličky. Návrhy byly vedeny především citem konstruktéra. Výsledek splňoval požadované kritéria, ale bez jistoty, že se jedná o maximální možné řešení. Obdobný postup návrhu splnění požadovaných kritérií pomocí kontroly modelů je popsán např. v [14].



*Obr. 14: Příklad seřizovacího dílce - iso pohled. Starší provedení.*

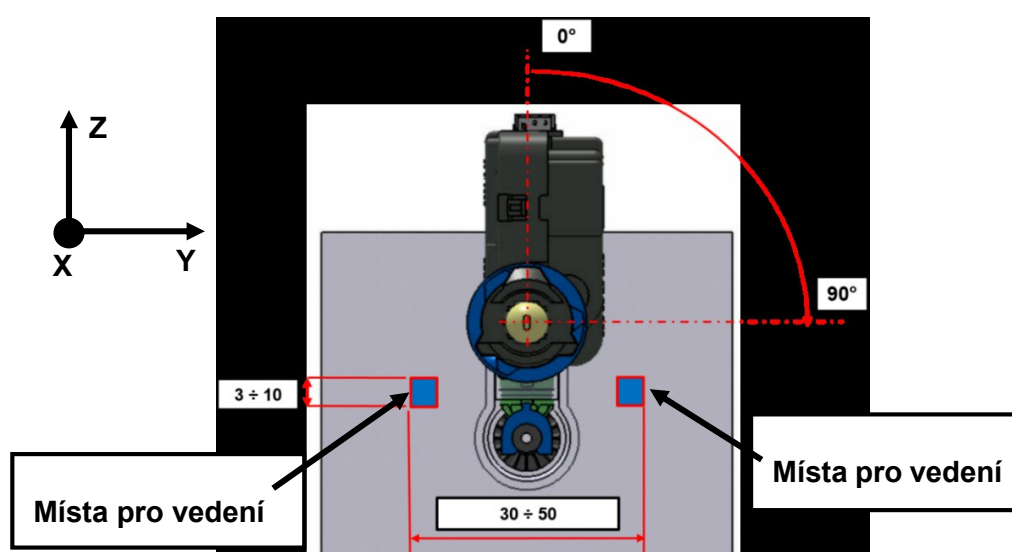


*Obr. 15: Posuvový držák se seřizovacím šroubem. Starší provedení.*

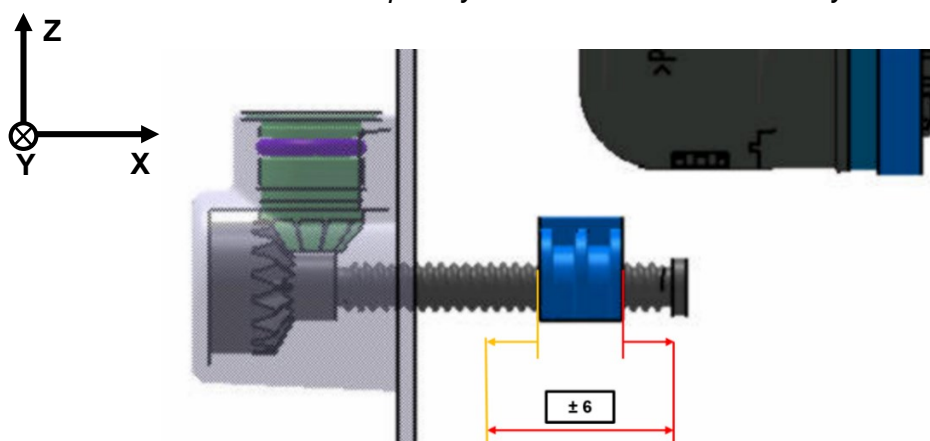


## 4.1 Zástavbový prostor konzoly

Zástavbový prostor konzoly byl určen zadavatelem diplomové práce. Motorek je nutno montovat v jakékoliv pozici od  $0^\circ$  do  $90^\circ$  (Obr. 16). Šířka konzoly se může pohybovat v rozmezí  $30 \div 50$  mm, tloušťka spodní desky může být v rozmezí  $3 \div 10$  mm. Délka konzoly je určena polohou matice seřizovacího šroubu, přičemž poloha matice by měla být pokud možno co nejdále od příruby. Celkový axiální posuv konzoly je  $\pm 6$  mm (Obr. 17). Podélná vedení konzoly nemusí být symetrická a ani v jedné rovině. Ostatní rozměry konzoly jsou omezeny polohou příruby motorku, případně byly zvoleny.



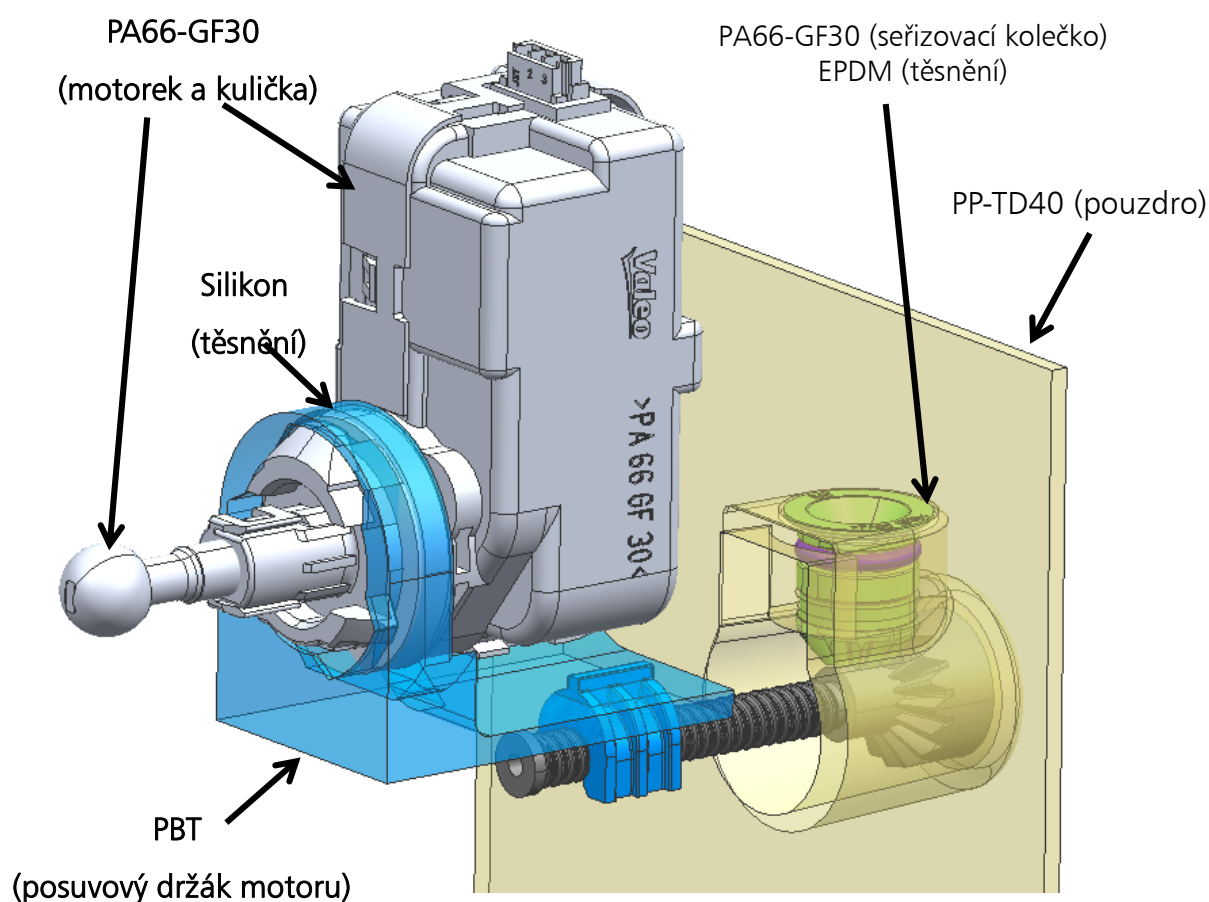
Obr. 16: Montážní polohy motorku a základní rozměry konzoly



Obr. 17: Axiální posuv konzoly

## 4.2 Materiály sestavy konzoly seřizovače

Materiály používané firmou Varroc Lighting Systems, s.r.o. na komponenty sestavy konzoly seřizovače jsou uvedeny na Obr. 18. Materiálové vlastnosti komponent vstupujících do výpočtových MKP modelů seřizovače jsou vyznačeny tučně. Motorek je složen z více mechanických dílů. V MKP modelech modelu je uvažován jako homogenní materiál, jemuž je nastavena upravená hustota tak, aby hmotnost motorku odpovídala zvolené hmotnosti motorku. Hmotnost motorku se může pohybovat v rozmezí  $m_{\text{mot}} = 60 \div 150 \text{ g}$ , dle typu světlometu a velikosti motorku.



Obr. 18: Přřazení materiálů sestavě konzoly nivelace světlometů

---

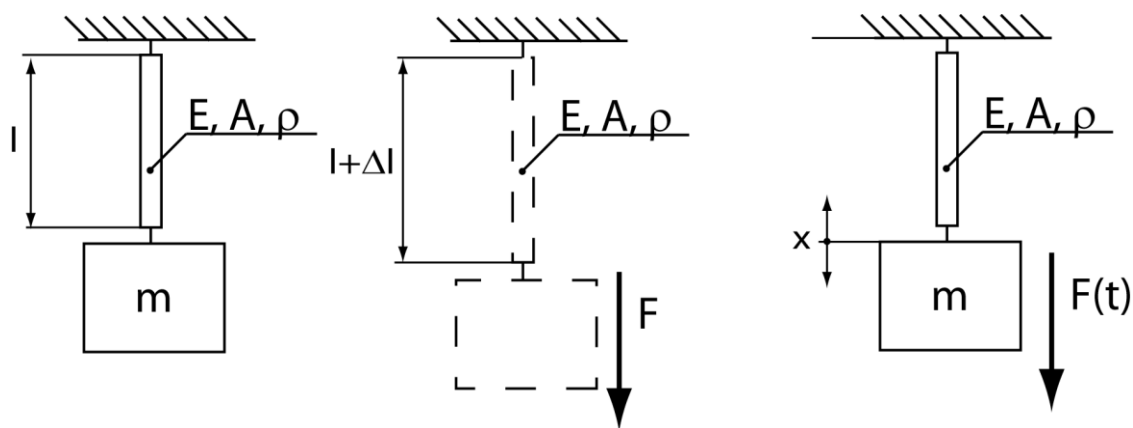
## 4.3 Požadavky kladené na konzoli motorku

Kromě polohy seřizovače ve světlometu jsou na seřizovací dílec kladeny následující požadavky:

- Vysoká tuhost: Motorek a příruba motorku jsou zatěžovány ve směru působení reakční síly na kuličku
- Dobré dynamické vlastnosti: Vysoká 1. vlastní frekvence kmitání ukazuje na dobré mechanické vlastnosti při harmonickém buzení
- Nízká hmotnost
- Dobré kluzné vlastnosti vedení: Posuvový držák motorku je ve vedeních uložen kluzně
- Dobrá vyrobiteľnosť: Konzola musí byť vyrobiteľná technológií vstřikování plastů. (Konstrukce vstřikovaných termoplastů omezuje minimální tloušťku stěn na  $t = 1,2 \text{ mm}$ ).
- Možnost hromadné výroby
- Minimalizace obrábění: Minimalizace obráběcích operací dosedacích ploch příruby motoru a připojovacích ploch vedení má příznivý vliv na celkovou cenu konzoly
- Montáž motorku v jakékoliv poloze v rozmezí  $0^\circ \div 90^\circ$
- Snadná montáž: Montáž nebo výměna konzoly při minimálním použití speciálních nástrojů nebo nutnost nevyjímat celý přední světlomet při výměně motorku
- Nízká cena

## 4.4 Rozbor statických a dynamických vlastností

Pro konzolu seřizovacího dílce jsou rozhodující její statické a dynamické vlastnosti. Rozbor statických a dynamických vlastností bude proveden na příkladu tuhého tělesa (hmotného bodu) připevněného k rámu pomocí axiálně poddajné planžety (Obr. 19).



Obr. 19: Tuhé těleso (vlevo) zatíženo statickou silou (uprostřed) a během kmitání (vpravo).

#### 4.4.1 Statická tuhost

Statická tuhost je definována poměrem působící síly  $F$  a deformace  $\Delta l$  způsobné touto silou ( 1 ).

$$k = \frac{F}{\Delta l} \quad ( 1 )$$

Prodloužení planžety lze také určit z Hookova zákona jako poměr síly  $F$  působící na délku planžety  $l$  a jejího průřezu  $A$  a modulu pružnosti  $E$  materiálu, ze kterého je vyrobena.

$$\Delta l = \frac{F \cdot l}{E \cdot A} \quad ( 2 )$$

Dosazením ( 2 ) do ( 1 ) lze získat vztah pro tuhost nezávislý na působící síle, sestávající se pouze z geometrických a materiálových vlastností planžety.

$$k = \frac{E \cdot A}{l} \quad ( 3 )$$

---

Z rovnice ( 3 ) je patrné, že tuhost tělesa je nezávislá na velikosti působící síly.

Rovnice také ukazuje, že nejvyšší tuhosti lze dosáhnout u tělesa z plného objemu materiálu. S vylehčováním a s ubíráním materiálu a jeho nahrazením žebry bude tuhost tělesa klesat.

#### 4.4.2 Dynamické vlastnosti

Pro těleso o jednom stupni volnosti je vlastní úhlová frekvence určena jako

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4)$$

Vlastní frekvence kmitání je tedy poměrem hmotnosti tělesa a tuhosti planžety. Rovnice ( 4 ) ukazuje, že shodné vlastní frekvence kmitání lze dosáhnout nekonečným množstvím lineárních kombinací poměru tuhosti a hmotnosti. Hmotnost lze dále vyjádřit jako

$$m = \rho \cdot V \quad (5)$$

a objem jako

$$V = A \cdot l \quad (6)$$

Dosazením ( 3 ), ( 5 ) a ( 6 ) do ( 4 ) je získán upravený vztah pro vlastní frekvenci kmitání závislou pouze na materiálových a geometrických vlastnostech

$$\omega = \sqrt{\frac{E}{\rho} \cdot \frac{1}{l^2}} = \sqrt{\frac{E_s}{l^2}} \quad (7)$$

---

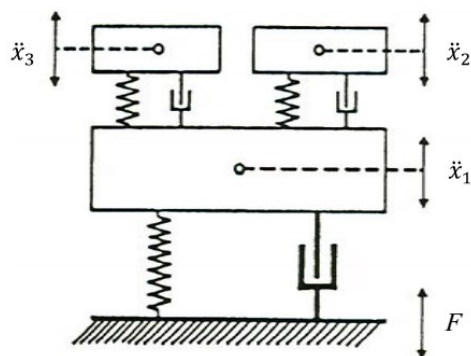
$E_s$  je v ( 7 ) specifický modul pružnosti.

Pro realizaci konstrukčního řešení je mimořádně významný vztah veličin vlastní frekvence, hmotnosti a tuhosti, případně vztah mezi specifickým modulem pružnosti a geometrií. Úkolem konstrukčního řešení tvaru srovnávače je maximalizovat dynamickou tuhost tak, aby 1. vlastní frekvence dosahovala pokud možno vysokých hodnot, přičemž je obvykle stanovena minimální přípustná hodnota jako mez udávající minimální dynamickou tuhost. Zároveň je úkolem minimalizovat objem. Z uvedených vztahů ( 4 ) a ( 7 ) je zřejmé, že snižování objemu (hmotnosti) by vedlo ke zvyšování vlastní frekvence, avšak toto snížení objemu ovlivňuje také hodnotu tuhosti  $k$ . Proto je předmětem zkoumání takové tvarové řešení, aby při snižování objemu navrhovaný tvar udržel zároveň hodnotu tuhosti  $k$  na úrovni, která neovlivní vlastní frekvence více než snížení hmotnosti [14].

#### 4.4.3 Modální analýza

Modální analýza (nebo též modální rozklad) je jedna z metod dynamiky, která k popisu kmitavých vlastností a chování mechanických struktur užívá možnosti rozkladu složitého kmitavého děje na dílčí (též modální, vlastní) příspěvky, z nichž každý je charakterizován vlastní frekvencí a vlastním tvarem kmitu.

Zjišťování vlastních hodnot lze provádět experimentálně nebo výpočtem. Při postupu výpočtem je výchozí mechanická soustava modelována soustavou vzájemně vázaných diferenciálních rovnic. Rovnice popisují kmitavé chování uvažované struktury v geometrických souřadnicích (Obr. 20). Diferenciální rovnice jsou následně nahrazeny ekvivalentní soustavou nezávislých, a tudíž izolovaně řešitelných, diferenciálních rovnic v modálních souřadnicích [15].



Obr. 20: Lineární systém se třemi stupni volnosti popsáný v geometrických souřadnicích

Použití geometrických souřadnic je vhodné všude tam, kde je třeba řešit posunutí v každém uzlu sítě pomocí základní pohybové diferenciální rovnice

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{B}_v\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f} \quad (8)$$

kde  $\mathbf{M}$  je strukturální matice hmotnosti,  $\mathbf{B}_v$  je strukturální matice tlumení,  $\mathbf{K}$  je strukturální matice tuhosti,  $\mathbf{x}$  je vektor reálných souřadnic soustavy (stupňů volnosti) a  $\mathbf{f}$  je vektor silového zatížení. Pro zjednodušení bude zanedbáno tlumení soustavy a výraz (8) bude mít tvar

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f} \quad (9)$$

Prvním cílem je nalézt řešení homogenní rovnice volného kmitání. Řešení je uvažováno ve tvaru harmonické funkce pro výchylku, rychlost a zrychlení:

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{x}_0 e^{j\omega t} ; \dot{\mathbf{x}}(t) = j\omega \mathbf{x}_0 e^{j\omega t} ; \ddot{\mathbf{x}}(t) = -\omega^2 \mathbf{x}_0 e^{j\omega t} \quad (10)$$

Přičemž okamžitá výchylka, rychlost a zrychlení je v soustavě určeno jako

$$x_0 = x_0 \quad ; \quad v_0 = \omega x_0 \quad ; \quad a_0 = -\omega^2 x_0 \quad (11)$$

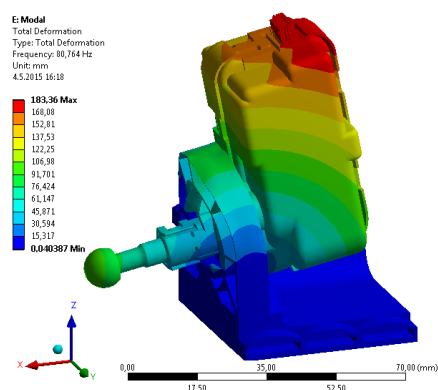
Dosazením z rovnice ( 11 ) do ( 9 ) a po úpravách vznikne charakteristická rovnice soustavy,

$$(K - \omega^2 M) \cdot x_0 = 0 \quad (12)$$

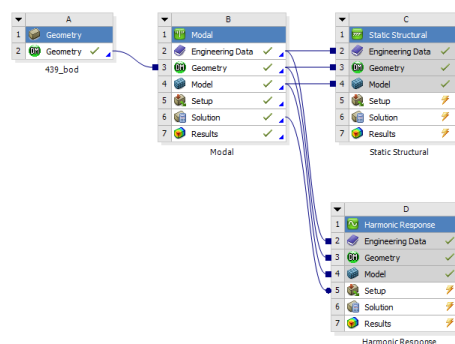
jejímž řešením jsou získána vlastní čísla a vlastní vektory. Soustava je dále transformována pomocí modální transformace tak, že výchozí složitá soustava s  $n$  vzájemnými vazbami byla nahrazena soustavou  $m$  rovnic o jednom stupni volnosti.

#### 4.4.4 Dynamická poddajnost

Moderní MKP systémy dovolují zobrazovat výsledky statických a dynamických výpočtů v přehledném grafickém okně (Obr. 21). Výsledky jsou doprovázeny barevnou škálou a stupnicí, která buď zobrazuje absolutní (statická analýza) nebo relativní (modální analýza) hodnoty amplitudy. Ze zobrazených výsledků modální analýzy je možné odečítat tvar kmitání, ale ne přesnou hodnotu amplitudy. Některé MKP systémy jsou vybaveny modulem pro výpočet frekvenční přenosové funkce. V prostředí Ansys Workbench se tento modul nazývá Harmonic Response (Obr. 22) a je přímo napojen na modální analýzu.



Obr. 21: Zobrazení tvaru kmitání jako výsledku modální analýzy



Obr. 22: Výřez grafického okna prostředí Ansys Workbench

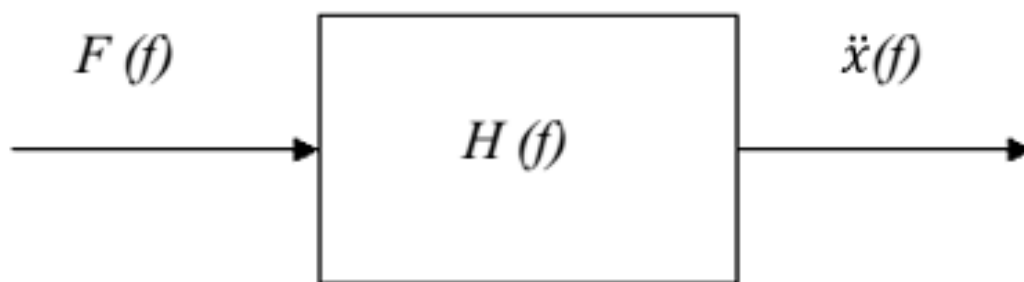


---

Velikost amplitudy kmitání na dané frekvenci lze zjistit např. pomocí frekvenční přenosové funkce. Frekvenční odezвовá funkce (frequency response function – FRF) je přenosová funkce zobrazená ve frekvenční oblasti. Jejím vyjádřením jsou komplexní funkce s reálnými a imaginárními složkami. Podstatou frekvenční přenosové funkce je zobrazení časového průběhu dynamické odezvy zkoumané soustavy  $x(t)$  na harmonické buzení silou  $f(t)$ , jako funkce času dle vztahu ( 13 ).

$$H(f) = \frac{X(f)}{F(f)} \quad ( 13 )$$

Funkce H, je rovna poměru výstupní veličiny ku vstupní veličině. Funkce F sleduje průběh dynamického buzení (vstupní veličina) a funkce  $\ddot{x}$  průběh odezvy testované struktury (výstupní veličina), viz Obr. 23.



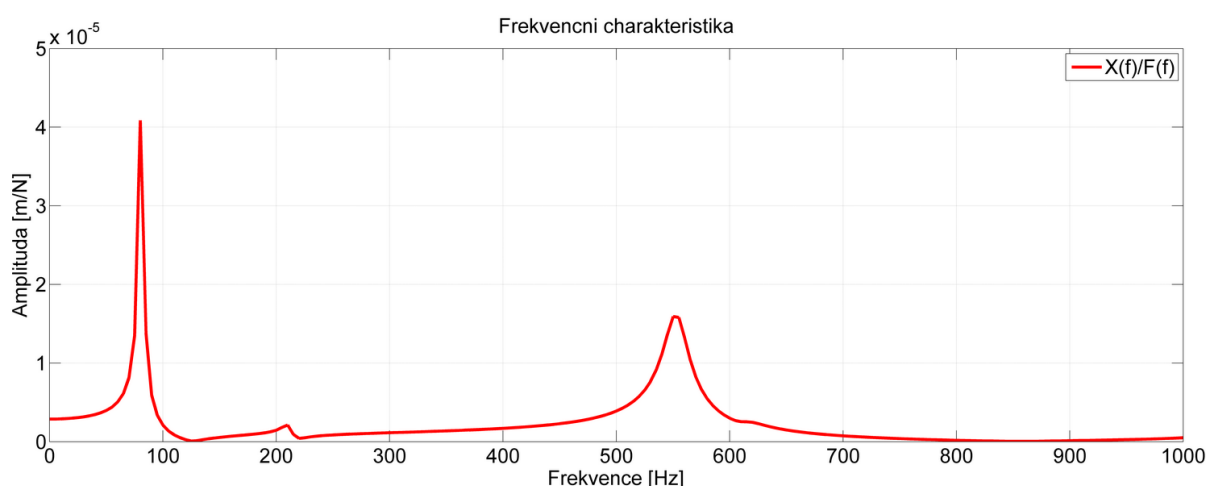
Obr. 23: Příklad lineárního systému

V případě experimentálního měření nebo výpočtu je možno pro popis dynamiky systému použít jednu ze tří veličin *výchylku*, *rychlost* anebo *zrychlení*. Odpovídající frekvenční odezвовé funkce k těmto veličinám se nazývají *poddajnost*, *pohyblivost* a *akcelance*. Stejně jako veličiny výchylka, rychlost a zrychlení jsou i poddajnost, pohyblivost a akcelance spojeny algebraickými vztahy a je tedy možné mezi nimi volně přepočítávat.

Tab. 3: Frekvenční odezvosvá funkce jednotlivých veličin

Poddajnost	Pohyblivost	Akcelance
$H(f) = \frac{X(f)}{F(f)}, \left[\frac{m}{N}\right]$	$H(f) = \frac{\dot{X}(f)}{F(f)}, \left[\frac{m \cdot s^{-1}}{N}\right]$	$H(f) = \frac{\ddot{X}(f)}{F(f)}, \left[\frac{m \cdot s^{-2}}{N}\right]$

Zobrazením frekvenční přenosové funkce je graf dynamické poddajnosti v závislosti na budící frekvenci (Obr. 24). Budící frekvence (osa x) je uvažována jako jednotková síla. Na svislé ose je zobrazena dynamická poddajnost soustavy (m/N).



Obr. 24: Příklad frekvenční přenosové funkce

Velikost špičky amplitudy na rezonančních frekvencích je ovlivněna poddajností a tlumením soustavy. Vlastní frekvence se v rezonanci zesiluje, a pokud by tlumení neexistovalo, rostla by amplituda nade všechny meze. Resonanční frekvenci soustavy lze přeladit změnou hmotnosti nebo tuhosti.

Výhodou zobrazení odezvy na harmonické buzení je možnost snadného odečtu velikosti amplitudy v závislosti na budící frekvenci a velikosti budící síly. V případě nulové budící frekvence je výchylka odečtená z grafu rovna statické poddajnosti.

---

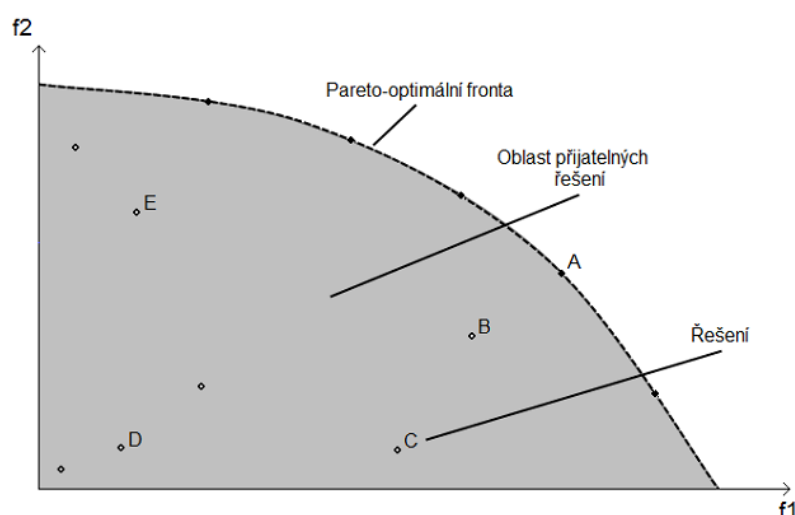
## 4.5 Optimalizační metody

### 4.5.1 Parametrická optimalizace geometrie

Nalezení vhodného tvaru dílce patří k základním konstrukčním a výpočetním úlohám. Pro tento účel lze použít několik metod, které vedou ke společnému cíli. Jednou z možností je využít matematického popisu geometrie pomocí několika řídicích parametrů a s jejich pomocí hledat optimální tvar, který by splňoval statické a dynamické požadavky.

Zavedením distribuce řídicích parametrů do optimalizačního procesu vzniká možnost definovat a měnit tvar součásti v určité oblasti a zvýšit tak možnost najít výhodnější řešení optimalizované geometrie. Parametrizace musí umožňovat změny geometrie pomocí určitého počtu parametrů, tento počet parametrů má být rozumný s ohledem na zachování schopnosti parametrického modelu vhodně reprezentovat geometrii [16].

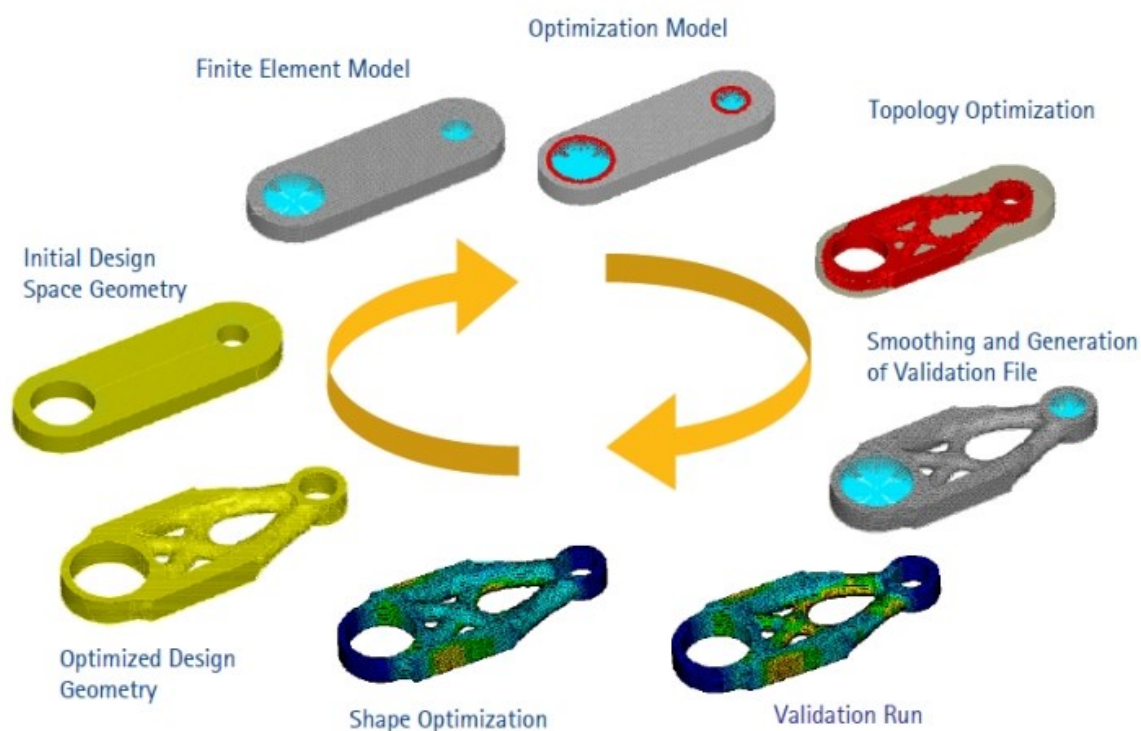
Výstupem parametrické optimalizace je tzv. optimalizační paretofronta. Parametrická optimalizace je založena na optimalizaci dvou a více funkcí, které mají být minimalizovány, příp. maximalizovány. Řešení, které nesplňuje podmínky je nepřijatelné řešení (infeasible solutions). Množina řešení, které tyto podmínky splňují, se nazývá přijatelné řešení (feasible solutions). Z toho plyne, že díky restrikcím omezujících podmínek, je prostor možných řešení obecně nesouvislý a je tvořen izolovanými množinami přípustných řešení [17].



Obr. 25: Paretofronta optimálních řešení. Převzato z [17].

## 4.5.2 Topologická optimalizace

Základním principem topologické optimalizace je hledání optimálního využití materiálu nalezením maximální, popř. minimální hodnoty tzv. účelové funkce (objective function) při dodržení omezující funkce (constrain function). Proměnnou hodnotou při topologické optimalizaci je tzv. pseudohustota, která je přiřazena každému elementu v optimalizované oblasti modelu. Hodnota pseudohustoty se pohybuje v intervalu od 0 do 1, přičemž hodnoty blízké 0 jsou přiřazeny elementům k odebrání, elementy s vyššími pseudohustotami pak v modelu zůstanou [18]. Výsledkem topologické optimalizace je optimální rozložení materiálu, který splňuje požadovaná kritéria. Zahnutí topologické optimalizace při návrhu dílu zobrazuje



Obr. 26: Návrh dílce s využitím topologické optimalizace. Převzato z [19].

Před řešením úlohy topologické optimalizace výrobku musí konstruktér ve spolupráci s výpočtářem navrhnout výchozí geometrický tvar modelu. Pokud je optimalizace prováděna v počáteční fázi vývoje výrobku, může mít tento výchozí tvar podobu např. zástavbového prostoru [18].

---

## 5 Cíle diplomové práce

Uvedené cíle diplomové práce vycházejí z provedené rešerše a z požadavků na konzoli horizontálního sklápění světlometů a zaměřují se na návrh mechanismu posuvového držáku motoru, který slouží ke sklápění reflektoru předního světlometu automobilu v závislosti na jeho proměnlivém zatížení během provozu.

Vytyčený cíl se snaží diplomová práce dosáhnout pomocí výpočtových a konstrukčních metod.

Konkrétní cíle diplomové práce lze shrnout do následujících bodů:

- Návrh metodiky hledání optimálního tvaru konzoly
- Výpočtové ověření navržené metodiky na navržené konstrukční geometrii
- Porovnání možnosti změny materiálu seřizovacího dílce
- Konstrukční návrh posuvového držáku motoru provedený dle výsledků výpočtů a výkres posuvového držáku.

---

## 6 Hledání optimálního tvaru konzoly

Řetězec návrh – prototyp – úprava návrhu mnohdy probíhal v několika iteracích, než byl dosažen uspokojivý výsledek a navrhovaný dílec mohl být sériově vyráběn. Díky zvyšování výpočetního výkonu počítačů a pokroku ve vývoji simulačních nástrojů je možné rozšířit návrhovou etapu o simulační část. Smysluplné využití simulací u návrhů komponent vede ke zkrácení vývojového cyklu, protože postup prototyp - úprava návrhu jsou zkráceny častokrát na jedinou iteraci, přičemž je možné nalézt optimální tvar součásti.

Postup hledání optimálního tvaru lze shrnout do několika základních bodů.

### 1. Definice zástavbového prostoru

Definování zástavbového prostoru je významné především tam, kde nelze zcela jasně odhadnout vlastnosti dílce. Zástavbový prostor je obvykle definován jako maximální nebo minimální tvar, kterého je možné dosáhnout. To je dáno především okolními komponenty a jejich obsazením prostoru. Pokud však existuje určitá volnost ve volbě rozměrů, nabývá definice zástavbového prostoru na významnosti. Vhodnou metodou pro určení základního zástavbového prostoru je např. parametrická optimalizace objemu.

### 2. Návrh základního tvaru

Po definování zástavbového prostoru je důležité navrhnout ideální vnější a vnitřní tvar komponenty, aby bylo dosaženo optimálních vlastností. K návrhu základního tvaru lze s úspěchem použít např. metodu topologické optimalizace.

### 3. Návrh předkonstrukční geometrie

Z výsledků topologické optimalizace je konstruktérem-výpočtářem navržen vnější tvar součásti a její žebrování. K úplnému pokrytí tvaru je nutné také navrhnout tloušťky stěn a žeber. Vhodným nástrojem opět může být parametrická optimalizace. Jsou měněny tloušťky, případně i poloha, žeber a je vybrána nejvhodnější varianta.

### 4. Konstrukční geometrie a její ověření

---

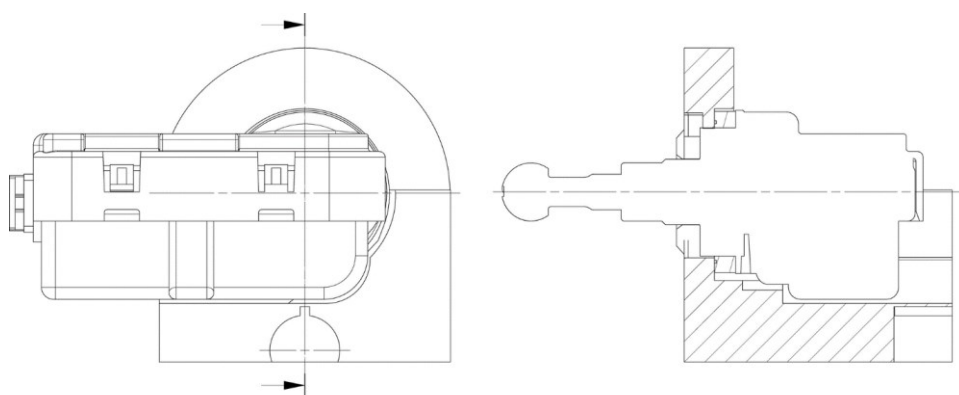
Konstrukční geometrie vychází z výsledků parametrické a topologické optimalizace. S jejich využitím byl definován základní zástavbový prostor, tvar a tloušťky žeber. Konstrukční geometrií se rozumí takřka hotový 3D model součásti, který však neobsahuje veškerá sražení a zaoblení a je možné na něm provádět MKP výpočty a predikci výsledných vlastností.

---

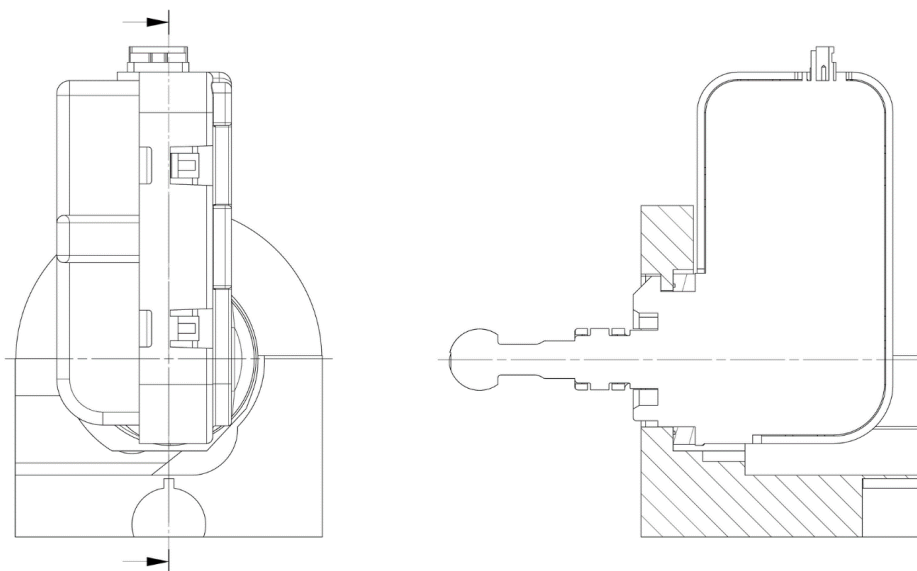
# 7 Návrh konzoly motorku

## 7.1 Základní návrh konzoly

Na základě definovaného zástavbového prostoru byl vytvořen v prostředí 3D CAD systému proveden základní návrh tvaru konzoly, který dovoluje montáž motorku ve všech požadovaných pozicích (Obr. 27 a Obr. 28). Mezi konzolí a motorkem je vždy dodržena minimální mezera 0,5 mm.



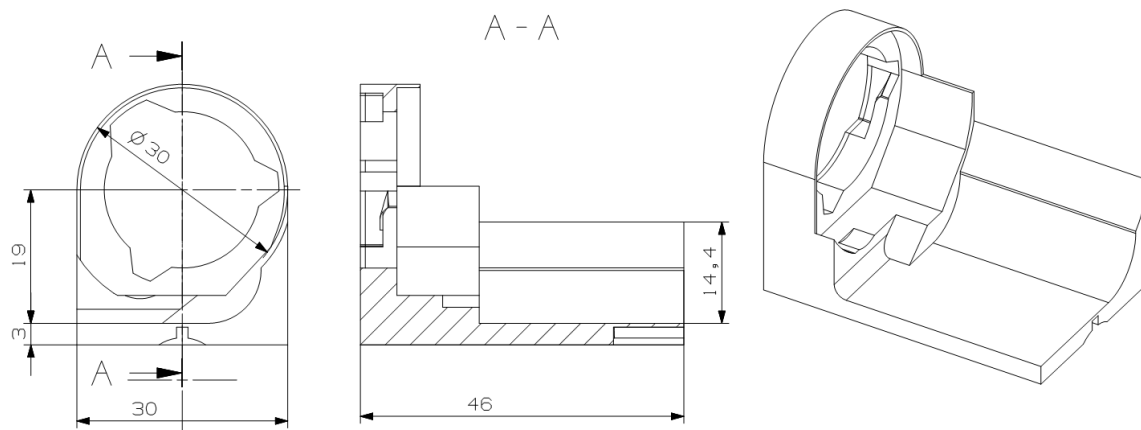
Obr. 27: Montáž motorku do konzoly (max. zástavbový prostor) v horizontální poloze (90°)



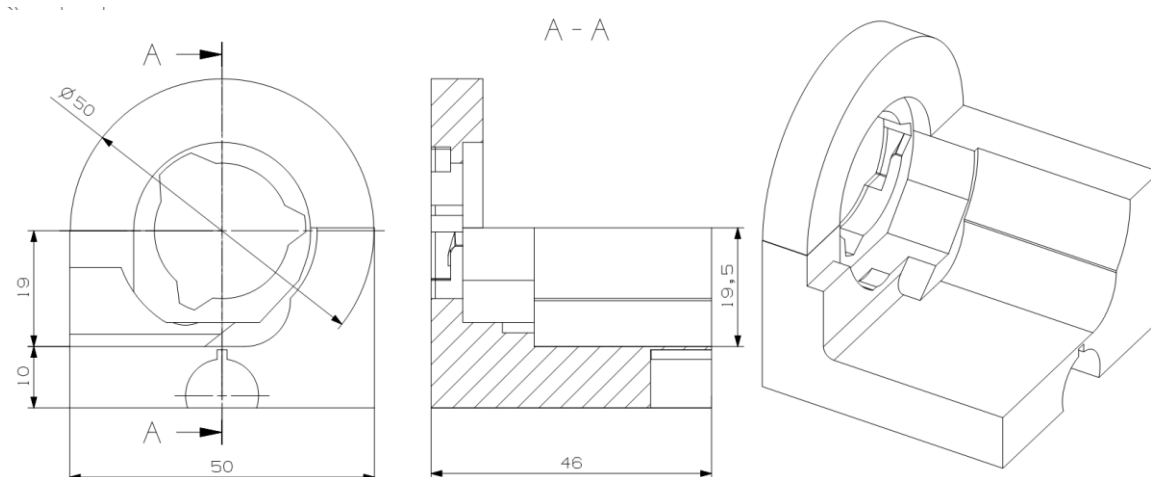
Obr. 28: Montáž motorku do konzoly (max. zástavbový prostor) ve vertikální poloze (0°)



Vytvořený model vznikl ve verzi minimálního (Obr. 29) a maximálního (Obr. 30) zástavbového prostoru. V tomto rozsahu zástavbového prostoru bude hledáno optimální řešení splňující statické, dynamické a objemové požadavky.



*Obr. 29: Minimální zástavbový objem konzoly motorku*



*Obr. 30: Maximální zástavbový objem konzoly motorku*

## 7.2 MKP model

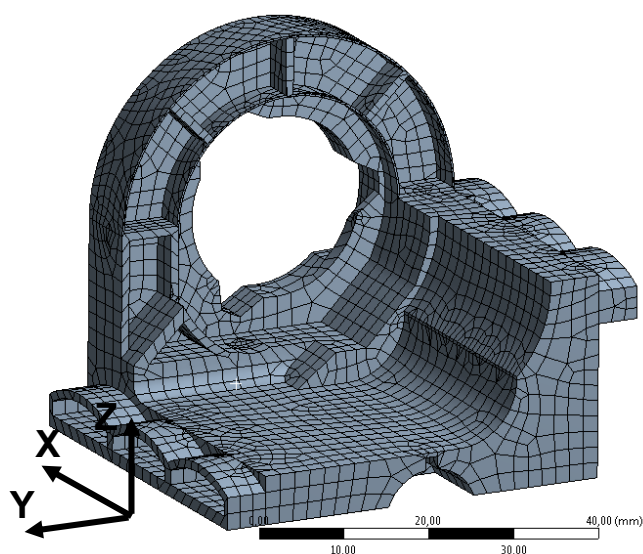
Pro hledání optimálního tvaru součásti jsou v diplomové práci užity postupy s využitím MKP modelů, proto bude před dalším postupem proveden popis MKP modelů, které jsou v práci užívány.

Cílem výpočtového modelu je vytvořit takový popis reálného modelu, který by co nejlépe zahrnoval všechny části modelu podílející se na jeho tuhosti a dynamických vlastnostech. Současně je snahou tento model realizovat také s maximální shodou rozložení pole hmotnosti vůči skutečnosti. Uložení vedení bylo zjednodušeno na ideálně tuhé k rámu světlometu.

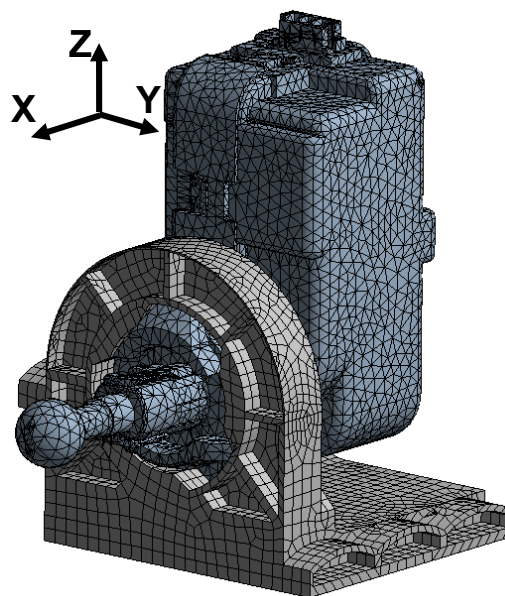
### 7.2.1 Sít' metody konečných prvků

Snahou je vytvořit model (sít') s co nejmenším počtem prvků, který však respektuje geometrii konzoly (Obr. 31) a motorku (Obr. 32). Součásti je modelována kvadratickými objemovými (solid187) prvky os nastavenou velikostí hrany 2 mm. Sít'ování geometrie bylo provedeno pomocí automatického nastavení Ansys byla nastavena preference šestistěnných prvků. V místech, kde není možné vytvořit šestistěnnou sít', byly povoleny prvky čtyřstěnné.

Ve všech výpočetních modelech dynamické poddajnosti jsou uvažovány shodné poměrné útlumy na všech frekvencích  $\zeta = 2 \%$ .



Obr. 31: MKP sít' konzoly motorku

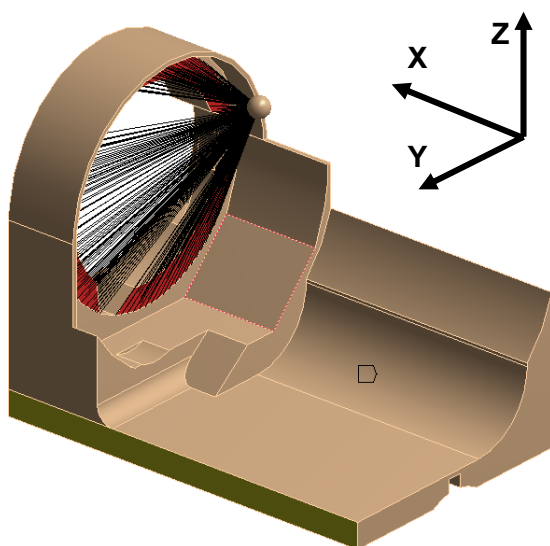


Obr. 32: MKP model sítě konzoly s motorkem

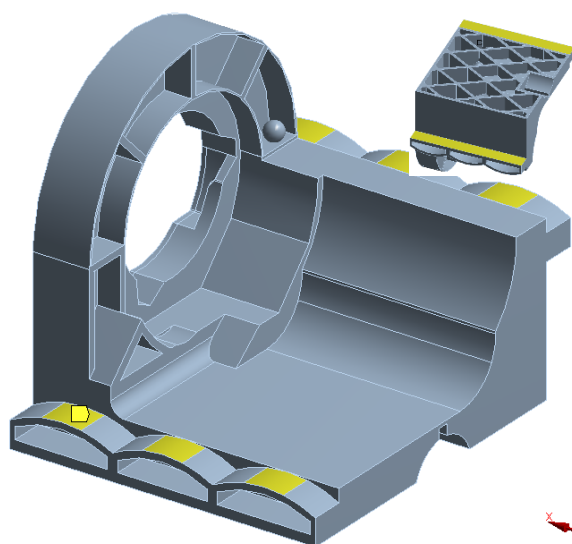
### 7.2.2 Okrajové podmínky

Pro statické a modální výpočty byla zvolena jedna skupina okrajových podmínek uložení MKP modelu konzoly motorku nivelace světlometů. V místech podélného vedení byly odebrány stupně volnosti ve směru Y a Z (Obr. 33 a Obr. 34 ). V místě vlepení matice šroubu srovnávače (Obr. 35) byla vytvořena růžice tuhostních vazeb (rigid) do bodu umístěného ve středu pohybového šroubu. V tomto bodě byly odebrány stupně volnosti ve směru X.

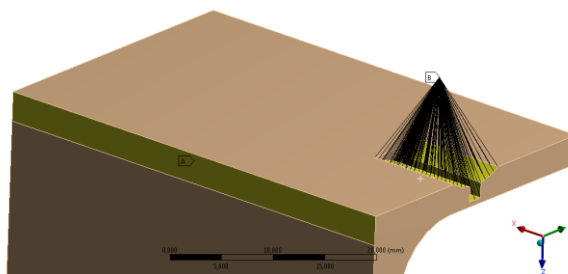
Pro statické výpočty byla do čela kuličky (bodu nahrazující kuličku) aplikována síla  $F_x = -10$  N. Pro výpočty dynamické poddajnosti je v místě kuličky aplikována jednotková síla  $F_x(t) = \cos(\omega.t)$ . Vnesení zátěžné síly do modelu zobrazuje Obr. 36



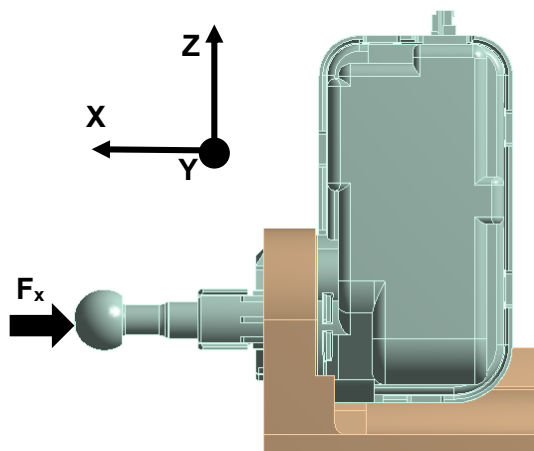
Obr. 33: Uložení zjednodušeného modelu konzoly v místě podélného vedení



Obr. 34: Uložení modelu konzoly v místě podélného vedení



Obr. 35: Uložení zjednodušeného modelu konzoly v místě podélného vedení a matice srovnávače



Obr. 36: Místo působení síly

### 7.3 Náhradní model motorku

Parametrickou optimalizaci objemu je vhodné provádět na co nejmenším modelu (z hlediska velikosti sítě). Proto je zařazena kapitola zabývající se relevantní náhradou modelu motorku hmotným bodem, aniž by docházelo ke zkreslení výsledků.

Cílem porovnání je zjistit vhodnou náhradu motorku vertikálního vyrovnávání reflektorů. Nahrazení motorku a kuličky pomocí hmotného bodu je možnost rychlé změny polohy motorku (horizontální nebo vertikální montáž) a to pouze změnou souřadnic a momentů setrvačnosti. Nevýhodou náhrady oproti plnému modelu je vyztužení dílce nebo zanedbání některých strukturálních tvarů kmitání motorku a kuličky. Dynamické vlastnosti sestavy s náhradou modelu motorku (Obr. 33) by se měly, pokud možno, co nejvíce blížit vlastnostem MKP sestavy s plným modelem (Obr. 32Obr. 36).

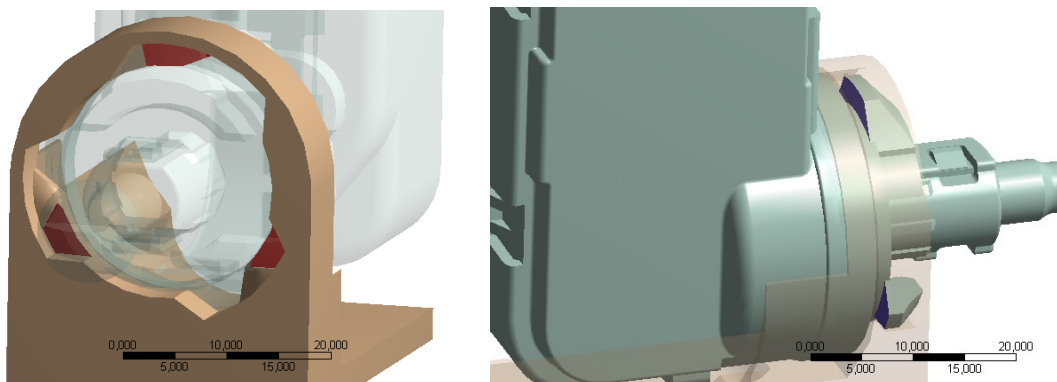
Předmětem analýzy je porovnání náhrady a použitých vazeb mezi těžištěm motorku, přírubou konzoly a náhradou kuličky. Jsou porovnávány vazby tuhé (cerig), poddajné (RBE3) a plný model s motorkem. Připojení náhrady kuličky je provedeno vždy přes poddajné vazby.

### 7.3.1 MKP model

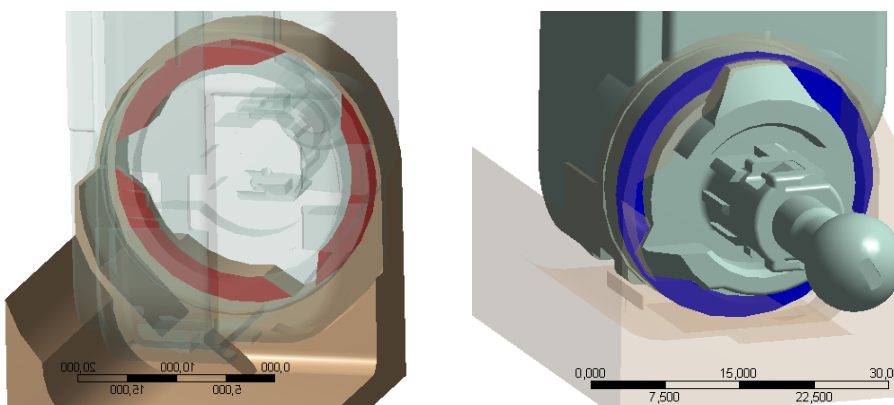
MKP síť, použité materiály a okrajové podmínky jsou provedeny v souladu s kap. 7.2 na str. 40.

Výpočtové porovnání modelu s motorkem a náhradou hmotným bodem je provedeno na konzole o minimálním zástavbovém prostoru bez žebrování. Test je proveden na sestavě s motorkem ( $m_{\text{mot}} = 100 \text{ g}$ ) ustaveném ve vertikální poloze a je porovnávána dynamická poddajnost ve směru X na kuličce a statická tuhost v místě kuličky ve směru X.

Motorek naklápění světloometu je v konzole uložen pomocí bajonetové příruby (Obr. 37) a spojení je předepjato vloženým silikonovým kroužkem (Obr. 38). V MKP modelu je spojení nahrazeno pomocí funkce „bonded contact“ – díly se chovají, jako kdyby byly pevně spojeny.

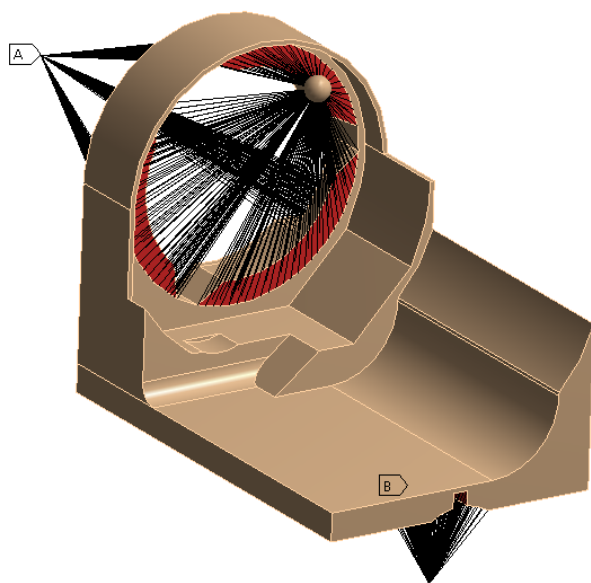


Obr. 37: Bonded contact v místě bajonetové příruby

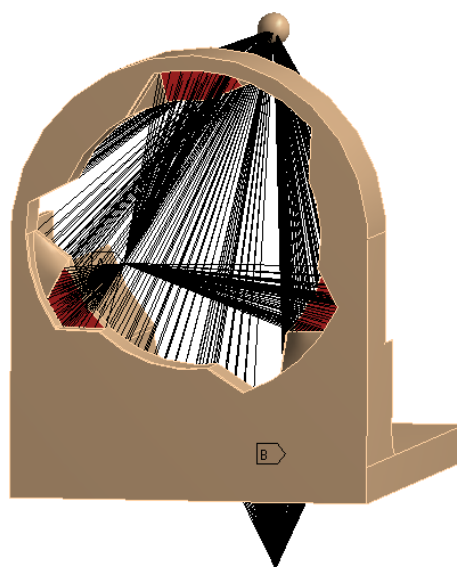


Obr. 38: Bonded contact v místě dotyku konzoly a silikonového kroužku

Náhrada motorku je provedena hmotným bodem v místě jeho těžiště. Do bodu těžiště je vložena hmotnost motorku ( $m = 0,1 \text{ kg}$ ) a momenty setrvačnosti k osám X, Y a Z. Spojení hmotného bodu je provedeno příslušnou vazbou s místem styku silikonového kroužku s konzolí (Obr. 39). Kulička taktéž nahrazena bodem a je připojena k přírubě v místech doteku bajonetové příruby (Obr. 40).



Obr. 39: Místo připojení náhrady motorku ke konzole (červeně)

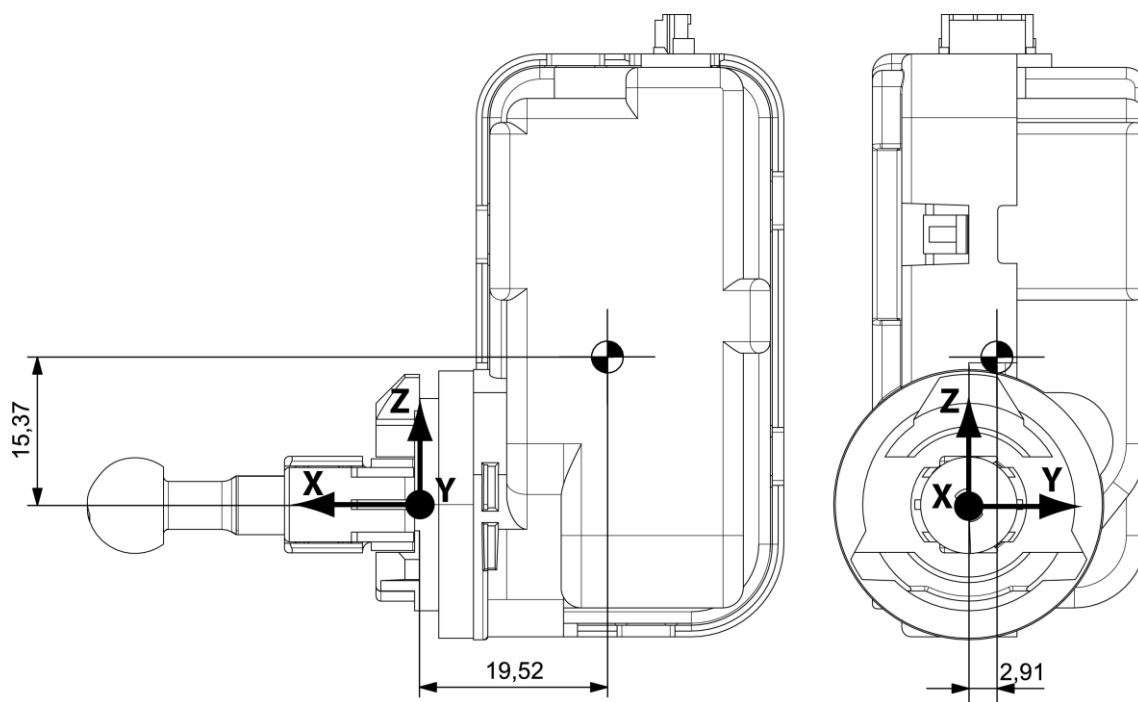


Obr. 40: Místo připojení náhrady kuličky ke konzole (červeně)

Momenty setrvačnosti motorku vzhledem k ose otvoru příruby pro hmotnost motorku  $m_{mot} = 0,1 \text{ kg}$  shrnuje Tab. 4. Poloha těžiště motorku je vyznačena na Obr. 41.

Tab. 4: Hmotnost a momenty setrvačnosti motorku

Veličina	Motor
Hmotnost [kg]	0,1
$I_{xx} [\text{kg.m}^2]$	$5,65211402 \cdot 10^{-5}$
$I_{yy} [\text{kg.m}^2]$	$9,73713728 \cdot 10^{-5}$
$I_{zz} [\text{kg.m}^2]$	$5,47329867 \cdot 10^{-5}$



Obr. 41: Poloha těžiště motorku

### 7.3.2 Výsledky porovnání

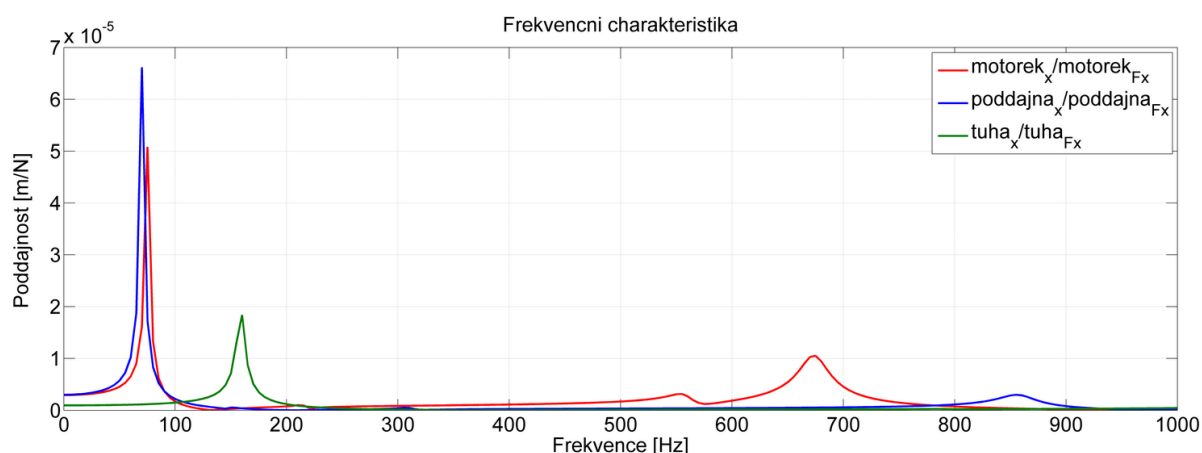
Porovnání statických posunutí kuličky od zátěžné síly shrnuje Tab. 5. V tabulce jsou taktéž shrnuty časy potřebné pro provedení výpočtu.

Tab. 5: Porovnání statických posunutí kuličky a výpočetních časů

	$u_x$ [mm]	$u_y$ [mm]	$u_z$ [mm]	$k_x$ [N/mm]	Statická analýza [s]	Modální analýza [s]
Motorek	-0,030	0,015	0,088	329,40	62	277
Poddajná vazba	-0,030	0,016	0,114	330,06	8	17
Tuhá vazba	-0,010	0,007	0,021	995,69	9	18

Z porovnání statických tuhostí v místě kuličky ukazuje, že je možné, s dostatečnou přesností, použít poddajnou vazbu mezi náhradou motorku a konzolí. Výpočetní časy modelů ukazují výraznou redukci času (cca 8x pro statickou analýzu a cca než 15x pro modální analýzu) nutného k řešení úloh.

Na Obr. 42 je zobrazeno porovnání frekvenční dynamické poddajnosti s různými náhradami a modely motorku. Červeně je zobrazen plný model s motorkem, modře je zobrazena náhrada motorku pomocí hmotného modu a poddajných vazeb a zeleně připevnění náhrady tuhou vazbou. Ve všech modelech bylo uvažováno shodné proporcionální tlumení 2%.



Obr. 42: Porovnání frekvenční dynamické poddajnosti náhrad motorku

Z grafu je patrné, že náhrada pomocí poddajných vazeb (RBE3) a hmotného bodu dosahuje, především na kritické 1. vlastní frekvenci, v porovnání s plným modelem velmi dobré shody. Vyšší dynamická poddajnost na 1. vlastní frekvenci u náhrady poddajnými vazbami je dána typem použité vazby. Plný model motorku vykazuje na frekvencích cca 550 a 680 Hz poddajnost, která není vazbami zachycena. Pro další výpočet však nejsou tyto frekvence kritické.

Použití náhrady urychluje práci a zkracuje výpočtový čas. Další výhodou náhrady je snadná konfigurace pro jinou polohu motorku. Pro rychlé výpočtové porovnání není třeba stavět nový MKP model, ale postačuje posunout náhradu těžiště v prostoru a provést změnu momentů setrvačnosti.

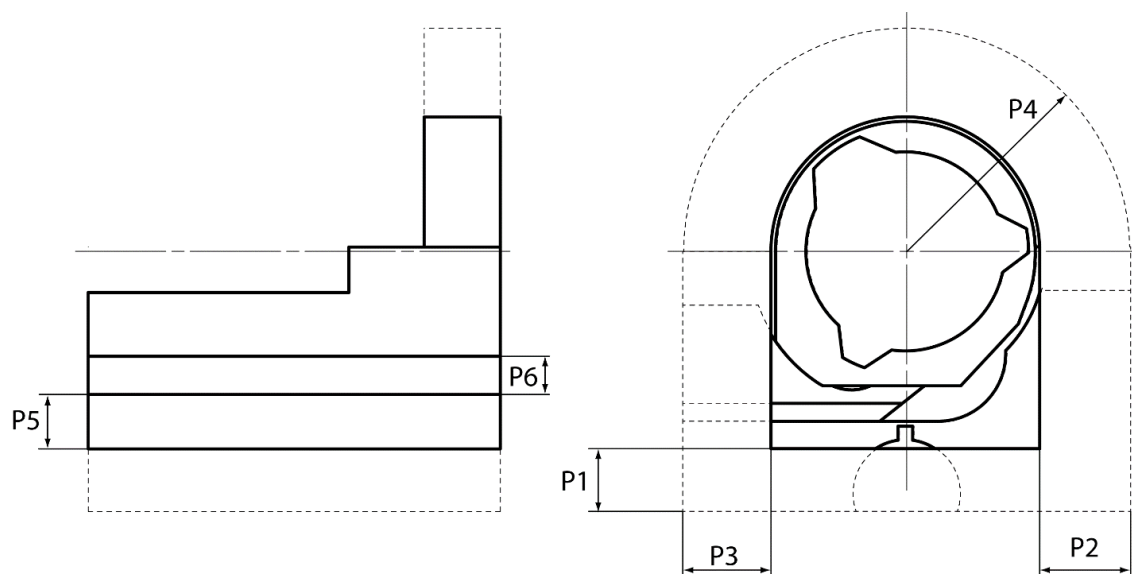
## 7.4 Parametrická optimalizace objemu

Pro parametrickou optimalizaci zástavbového prostoru konzoly je nutné nejprve stanovit soubor řídicích parametrů.



### 7.4.1 Určení řídicích parametrů

Pro možnost řídit geometrický objem konzoly byly nejprve definovány řídicí parametry (Obr. 43). Každý ze zvolených parametrů může mezi svým maximem a minimem nabývat hodnot dle zvoleného kroku. Velikost kroku je zvolena s ohledem na počet vygenerovaných variant a celkový výpočetní čas. Souhrn parametrů pro řízení geometrie konzoly je uveden v Tab. 6.



Obr. 43: definice řídicích parametrů konzoly

Tab. 6: Souhrn parametrů k řízení geometrického objemu

Název parametru	Rozsah		Krok parametru	Popis
	Minimum	Maximum		
P1	1	7	1	Výška podstavy
P2	1	10	1	Šířka podstavy L
P3	1	10	1	Šířka podstavy P
P4	16	25	3	Poloměr příruby
P5	1	21	5	Poloha vedení L
P6	2	22	5	Výška vedení L

Dále je nutné, aby parametry splňovaly geometrickou podmínku polohy vedení L.

$$P5 + P6 \leq P1 + 17 \quad (14)$$

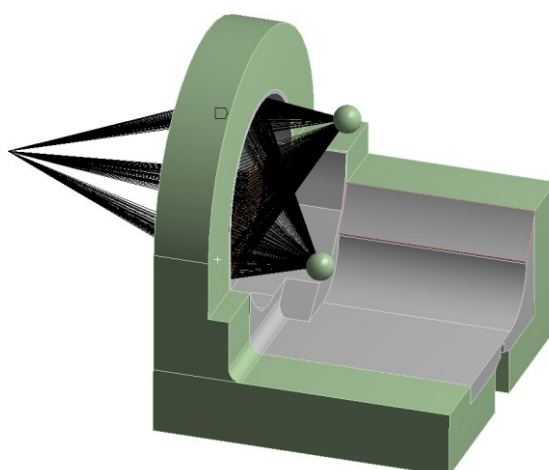
Z vybraných parametrů byla, pomocí kombinatorického počtu (kombinace), sestavena vstupní tabulka variant pro parametrickou optimalizaci geometrie konzoly. Filtrem dle (14) byly z tabulky vyřazeny nevyhovující varianty. Celkem takto vzniklo 1230 variant. Ukázka tabulky parametrů pro řízení geometrie je uvedena v Tab. 7.

*Tab. 7: Tabulka parametrů pro řízení geometrie*

Číslo varianty	P1	P2	P3	P4	P5	P6
1	1	10	7	25	21	2
2	1	1	1	16	1	7
...	...	...	...	...	...	...
500	5	1	4	16	11	7
501	5	1	4	16	16	2
...	...	...	...	...	...	...
1229	7	10	10	25	16	7
1230	7	10	10	25	21	2

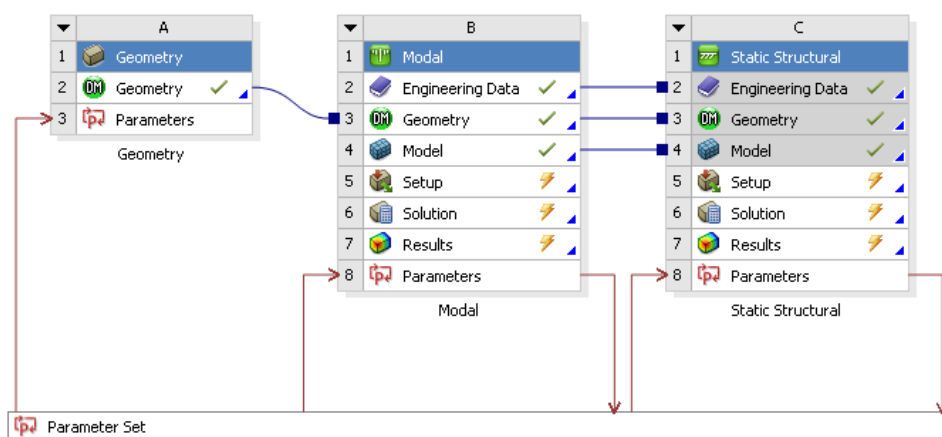
#### 7.4.2 Výpočetní model

MKP model konzoly byl vytvořen v souladu s obecnou charakteristikou MKP modelů uvedenou v kap. 7.2 na str. 40. Ve výpočtech byl uvažován materiál PBT. Motorek je nahrazen hmotným bodem s poddajným připojením k přírubě. Hmotnost motorku byla uvažována  $m_{mot} = 100$  g. Během dynamických výpočtů byly uvažovány obě polohy motorku současně. Na ukázce modelu pro parametrickou optimalizaci geometrie (Obr. 44) jsou obě náhrady motorku patrné. Zeleně je vyznačen objem, který je přidán ke konzole minimálních zástavbových rozměrů.



Obr. 44: Model pro parametrickou optimalizaci s dvojicí náhrad motorku

Úloha byla řešena v prostředí Ansys Workbench (Obr. 45), které dovoluje automatizovat parametrické výpočty (Obr. 46 a Obr. 46).



Obr. 45: Prostředí Ansys Workbench se zapojením parametrických výpočtů

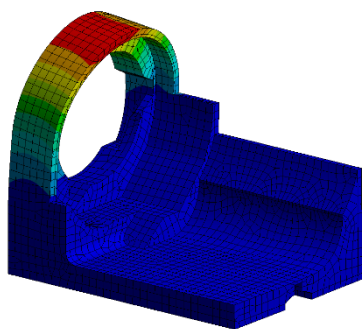
Table of Design Points											
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
1	Name	P5 - Extrude11.P3	P6 - Extrude15.P1	P8 - Plane9.P4	P9 - Plane11.P5	P10 - Plane11.P6	P11 - Extrude9.P2	P17 - Deformation Probe Maximum X Axis	P20 - F1 Reported Frequency	P21 - F2 Reported Fre	
2	Units	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Hz	Hz	
1123	DP 1120	4	7	19	11	7	10	-0,010768	124,42	232,4	
1124	DP 1121	4	7	19	11	12	10	-0,010629	125,45	235,99	
1125	DP 1122	4	7	19	16	2	10	-0,010908	124,32	231,13	
1126	DP 1123	4	7	19	16	7	10	-0,010699	125,39	234,88	
1127	DP 1124	4	7	19	21	2	10	-0,010775	125,24	233,22	
1128	DP 1125	7	7	16	1	2	10	-0,013363	105,06	192,26	
1129	DP 1126	7	7	16	1	7	10	-0,013148	105,22	194,17	
1130	DP 1127	7	7	16	1	12	10	-0,012983	105,36	195,54	
1131	DP 1128	7	7	16	1	17	10	-0,012839	105,55	197,17	
1132	DP 1129	7	7	16	1	22	10	-0,012717	105,86	199,02	
1133	DP 1130	7	7	16	6	2	10	-0,013251	105,19	193,93	
1134	DP 1131	7	7	16	6	7	10	-0,013049	105,33	195,35	

Obr. 46: Ukázka tabulky vstupních a výstupních parametrů

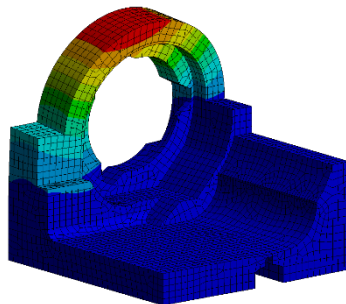
---

### 7.4.3 Výsledky

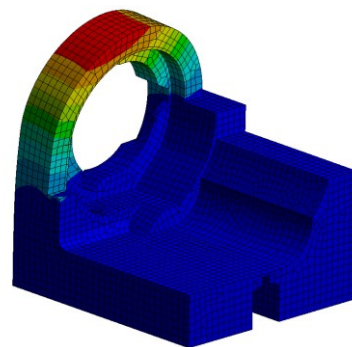
Během výpočtu byla provedena namátková kontrola tvaru kmitání na 1. vlastní frekvenci (Obr. 47 až Obr. 49). Kontrola ukázala, že tvar kmitání na 1. vlastní frekvenci se s tvarem konzoly nemění.



Obr. 47: Tvar kmitání 1. vl.f.  
varianty č. 1

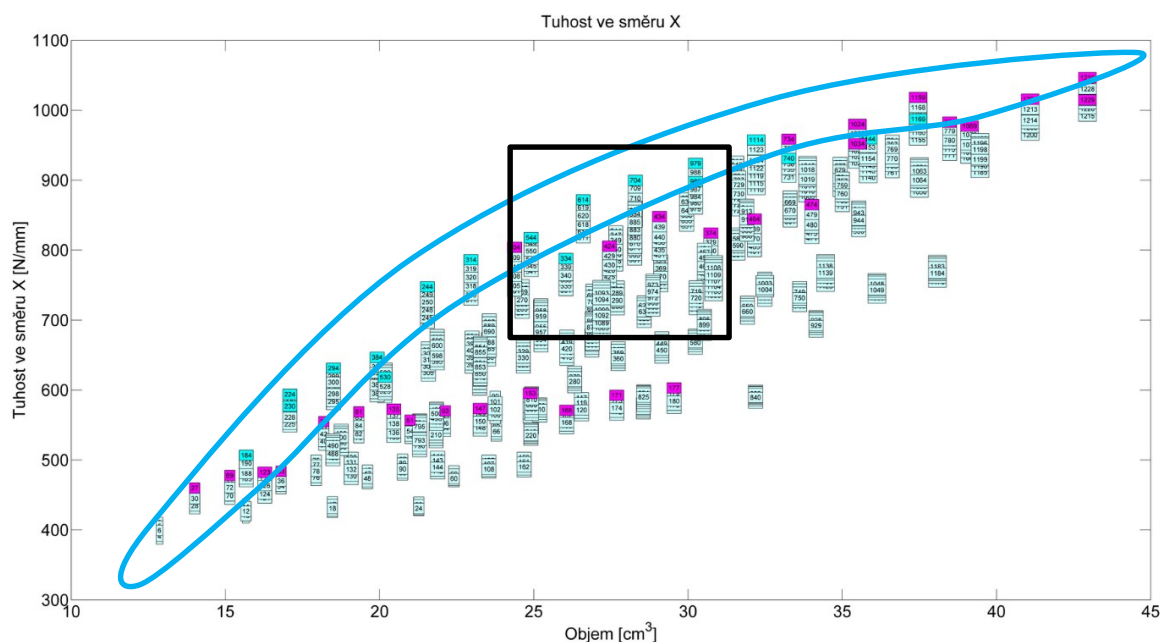


Obr. 48: Tvar kmitání 1. vl.f.  
varianty č. 410

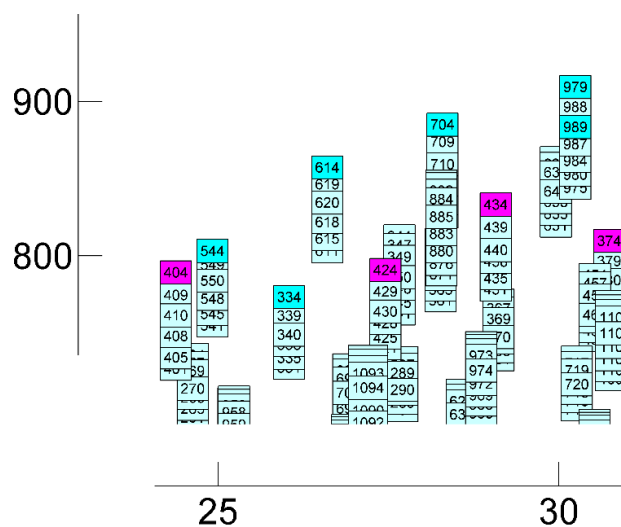


Obr. 49: Tvar kmitání 1. vl.f.  
varianty č. 911

Výsledky tuhosti  $k_x$  v závislosti na objemu konzoly jsou zobrazeny na Obr. 50. Konfigurace s nejlepšími hodnotami tuhosti  $k_x$  jsou v grafu zobrazeny tyrkysovou barvou. Paretofronta optimálních řešení je ohraničena obrazcem. V grafu jsou dále křížově zobrazeny hodnoty nejlepších řešení z hlediska 1. vlastní frekvence (fialová). Černě je označena oblast detailního výřezu, zobrazeném na Obr. 51. Oblast výřezu byla zvolena v cca polovině možného objemu konzoly. Číselně jsou označeny čísla variant.

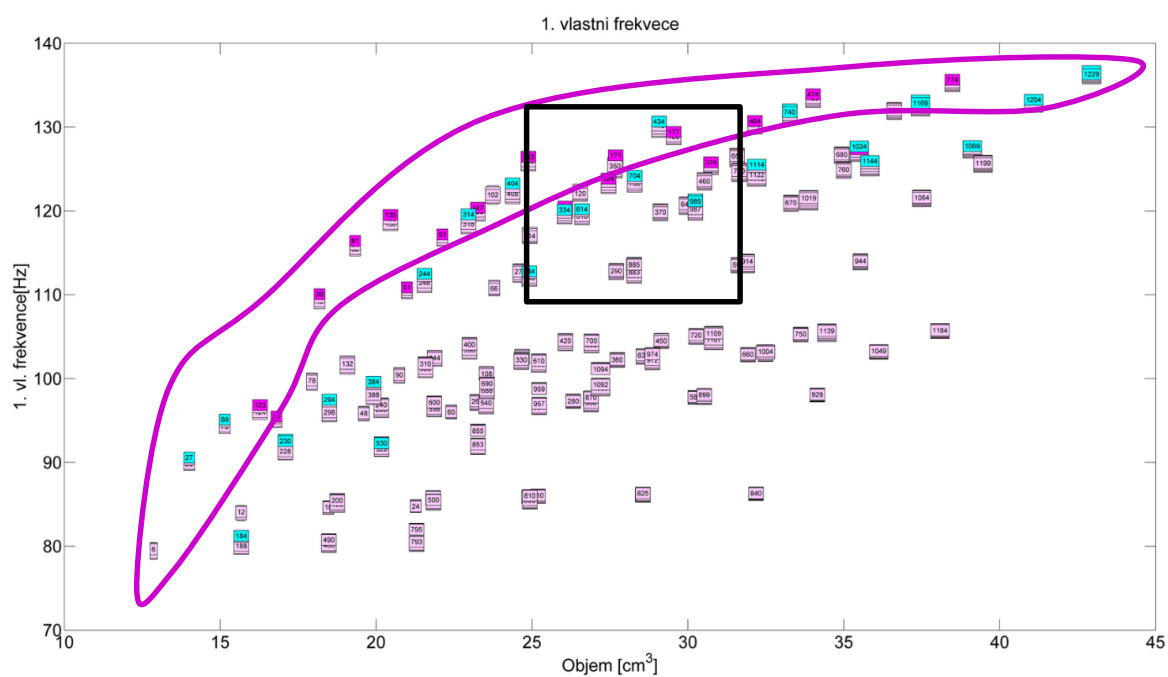


Obr. 50: Paretofronta řešení tuhosti  $k_x$  v závislosti na objemu

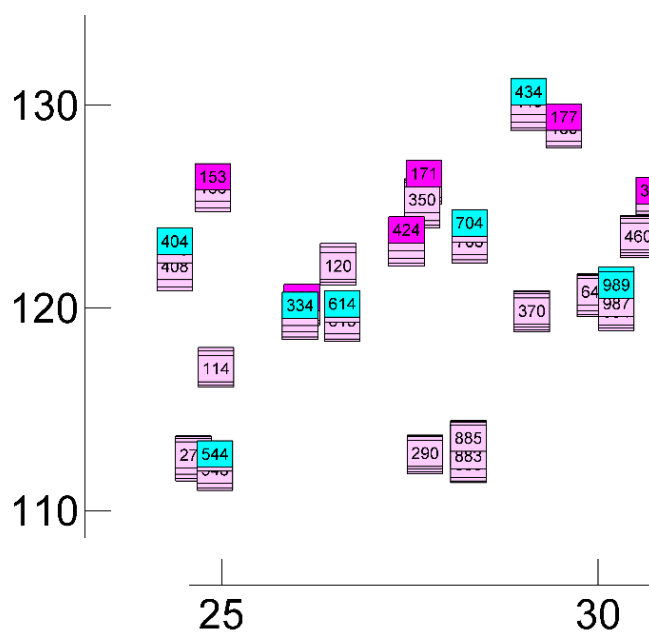


Obr. 51: Detail paretofronty řešení tuhosti  $k_x$  v oblasti objemu  $25 \div 30 \text{ cm}^3$

Výsledky velikosti 1. vlastní frekvence v závislosti na objemu konzoly zobrazuje Obr. 52. Nejlepší hodnoty 1. vl. f. jsou v grafu zvýrazněny fialovou barvou. Fialový obrazec ohraničuje paretofrontu optimálních řešení tyrkysově jsou křížově zobrazeny hodnoty nejlepších řešení z hlediska tuhosti. Černě je označena oblast detailního výřezu, zobrazeném na Obr. 53.



Obr. 52: Paretofronta řešení 1. vlastní frekvence v závislosti na objemu



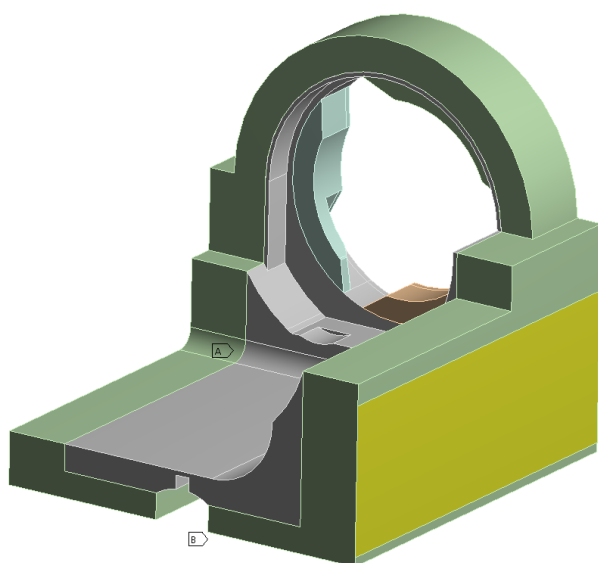
Obr. 53: Detail paretofronty řešení 1. vlastní frekvence v oblasti objemu  $25 \div 30 \text{ cm}^3$

Porovnáním výsledků vede k výběru varianty, která bude dosahovat vysokých hodnot 1. vlastní frekvence a tuhosti  $k_x$ . Výsledky ukazují dobrý potenciál u variant č. 334, 434, 439 a 704. Výpis potenciálně vhodných variant je uveden v Tab. 8.

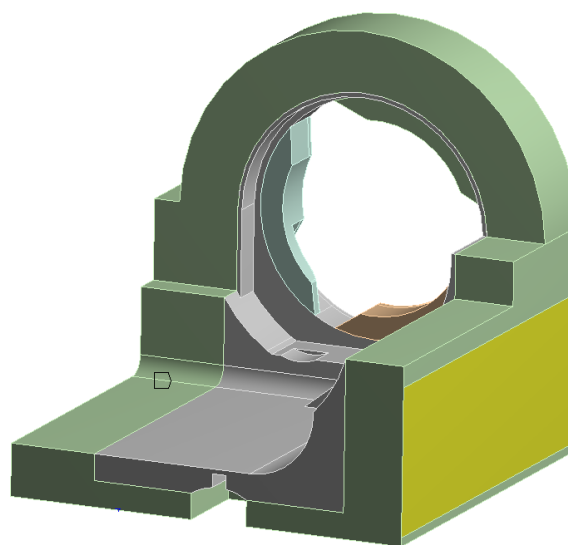
Tab. 8: Tabulka parametrů pro řízení geometrie

Číslo varianty	P1	P2	P3	P4	P5	P6	$k_x$ [N/m]	1. vl. f. [Hz]
334	3	7	7	19	1	17	788	120
434	3	10	7	22	1	17	848	130
439	3	10	7	22	11	7	834	130
704	5	10	4	19	1	7	863	123

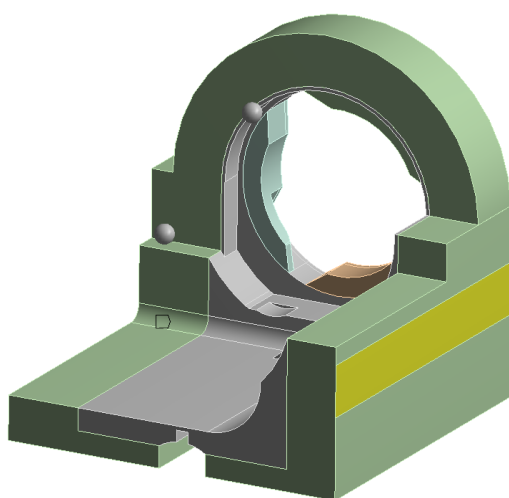
Geometrické konfigurace vybraných variant jsou zobrazeny na Obr. 54 až Obr. 57. Žlutě je zobrazena hodnota parametru P6 (výška vedení L).



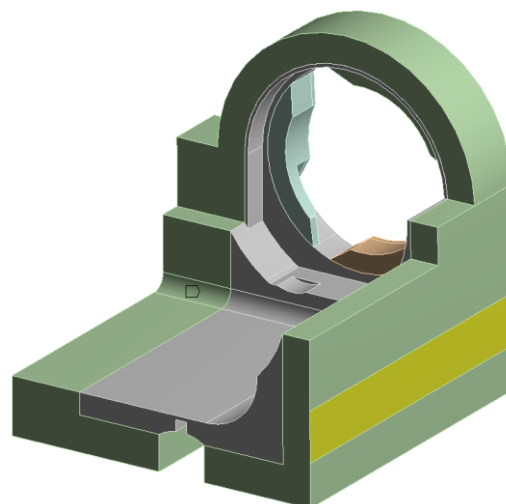
Obr. 54: Varianta 334



Obr. 55: Varianta 434



Obr. 56: Varianta 439



Obr. 57: Varianta 704

U hodnot tuhosti a 1. vl.  $f$  je však stále nutné mít na paměti, že se jedná o výpočty na zjednodušeném modelu a hodnoty je možné porovnávat pouze relativně. Reálná konstrukční geometrie by měla dosahovat podobných hodnot statické tuhosti, ale v ideálním případě, vyšších hodnot 1. vlastní frekvence.

Pro návrh konstrukční geometrie a další rozpracování byla **zvolena varianta 439**. Především kvůli relativně nízké výšce vedení L, které bude tvarově shodné s vedením P.

## 7.5 Topologická optimalizace objemu

Návrh ideálního rozložení materiálu realizujícího silový tok konzolí byl proveden pomocí metody topologické optimalizace.

Na zvoleném konstrukčním objemu byla vytvořena MKP síť a zvoleny okrajové podmínky v souladu s kap. 7.2. Náhrady motorku a kuličky byly provedeny dle výsledků kapitoly 7.3. Motorek je uvažován ve vertikální poloze.

Vstupními požadavky do topologické optimalizace je posunutí kuličky  $u_x$ , a 1. a 2. vlastní frekvence kmitání. Referenční hodnoty byly získány výpočtem statické a modální analýzy na zvoleném objemu zástavbového prostoru Tab. 9.



Tab. 9: Tabulka referenčních a vstupních parametrů

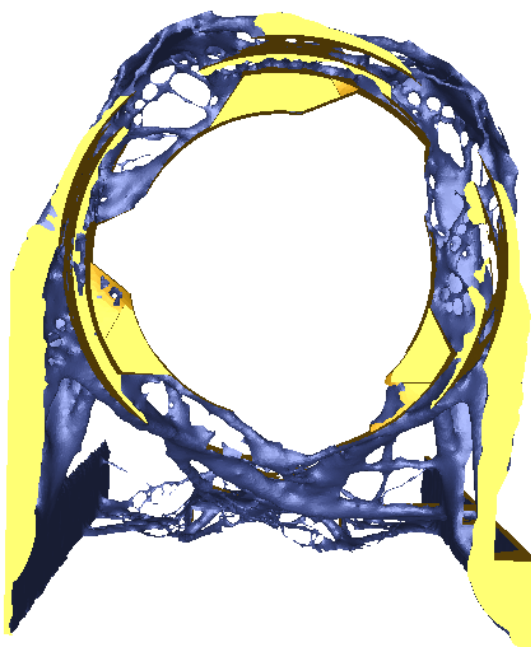
Parametr	reference	vstup do ToPo	$\Delta$ Ref/ToPo
$u_x$ [ $\mu\text{m}$ ]	5,7	5,2	-10 %
1. freq [Hz]	130	143	+ 10 %
2. freq [Hz]	145	159	+ 10 %

Pro vstup do topologické optimalizace byly hodnoty upraveny o 10% tak, aby při mírném povoleném zhoršení statických vlastností bylo dosaženo zlepšení vlastností dynamických.

### 7.5.1 Výsledky

Výsledky topologické optimalizace jsou zobrazeny na Obr. 58 až Obr. 60. Během výpočtu bylo nastaveno odebrat 80 % nevyhovujícího materiálu (až 80 % materiálu mohl výpočet nastavit pseudohustotu rovnu 0).

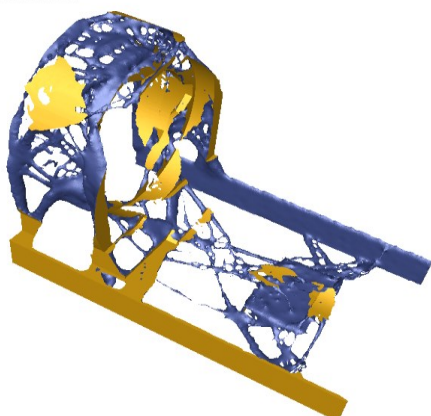
Z výsledků je patrný náznak diagonálního žebrování v rovině základní desky konzoly a dále nutnost ponechat co nejvíce materiálu v oblasti příruby motorku.



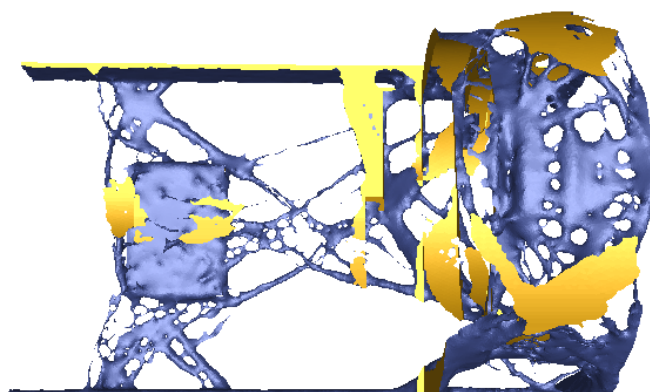
Obr. 58: Výsledky topologické optimalizace. Nárys.

---

Structure.smooth

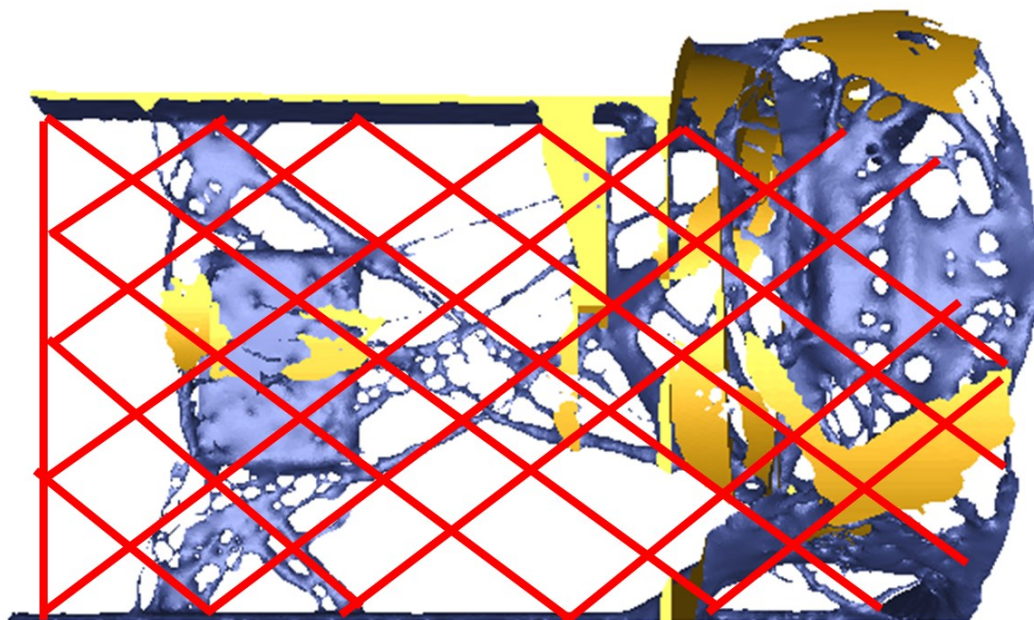


*Obr. 59: Výsledky topologické optimalizace. Iso pohled*

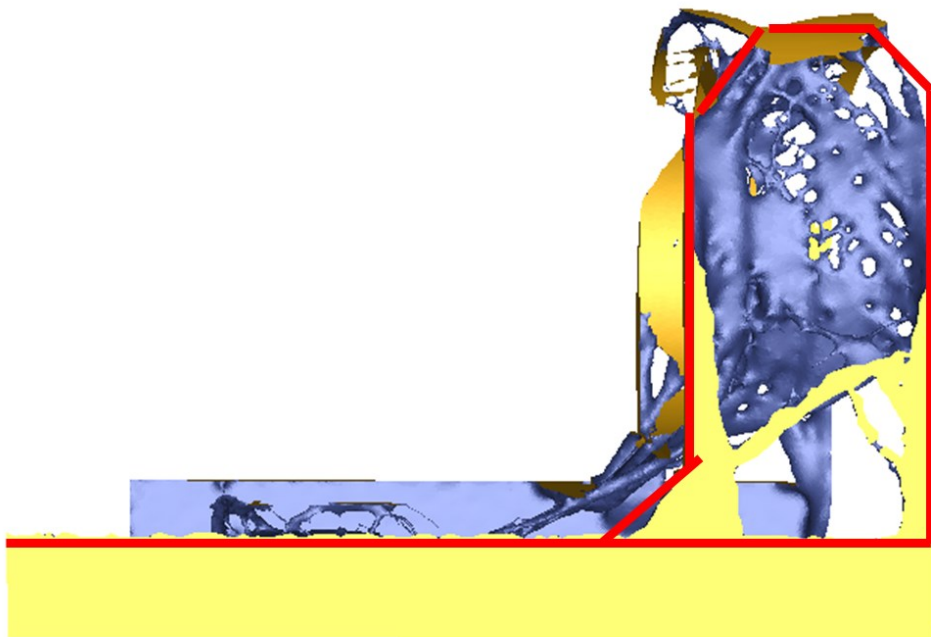


*Obr. 60: Výsledky topologické optimalizace. Půdorys.*

Návrh základního vnějšího tvaru konzoly a tvaru vnitřních žebér základní desky je zakreslen do výsledků topologické optimalizace na Obr. 61 a Obr. 62. Výsledky slouží jako vstupní data do konstrukčního návrhu konzoly.



*Obr. 61: Návrh základního tvaru konzoly dle výsledků topologické optimalizace. Půdorys*

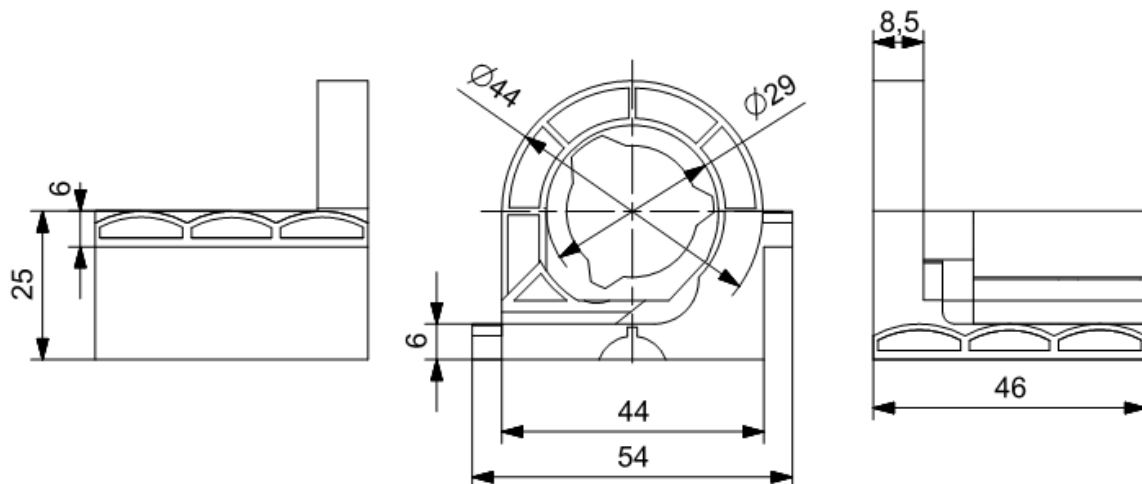


*Obr. 62: Návrh základního tvaru konzoly dle výsledků topologické optimalizace. Bokorys*

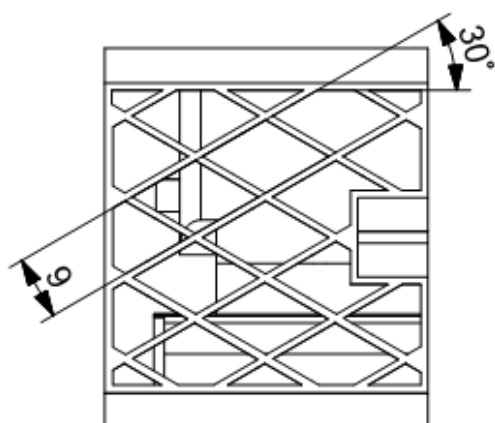
## 7.6 Konstrukční návrh konzoly

Dle navržené metodiky následuje po návrhu základního tvaru pomocí topologické optimalizace tvorba předkonstrukční geometrie, na které bude opět provedena volba řídicích parametrů a provedena parametrická optimalizace. Ta by měla pomoci najít nejvhodnější kombinace tloušťek stěn. Vzhledem k velikosti součásti a k technologickému omezení minimální tloušťky stěny na  $t_{\min} = 1,2 \text{ mm}$  bude tento postup přeskočen a bude rovnou navržena konstrukční geometrie.

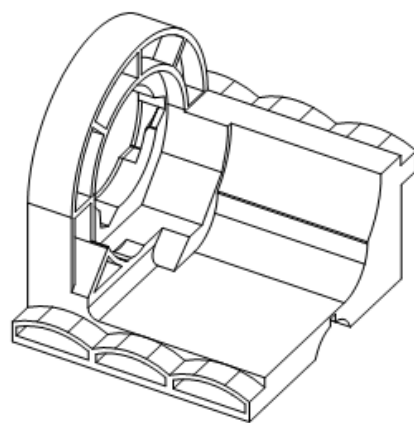
Základní rozměry Navržená konstrukční geometrie konzoly je zobrazena na Obr. 63 až Obr. 65



Obr. 63: Základní rozměry navržené konstrukční geometrie konzoly



Obr. 64: Pohled na žebra základní desky



Obr. 65: Navržená konstrukční geometrie -  
Iso

## 7.7 Výpočtové ověření konstrukčního návrhu konzoly

Na navržené konstrukční geometrii bylo provedeno výpočtové ověření statických a dynamických vlastností.

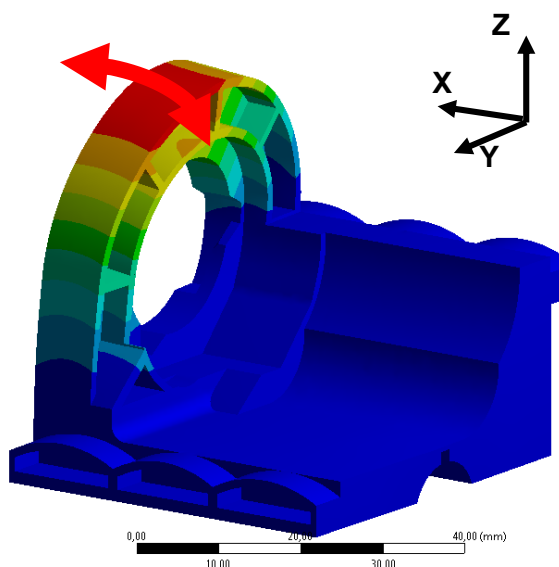
---

### 7.7.1 Výpočetní model

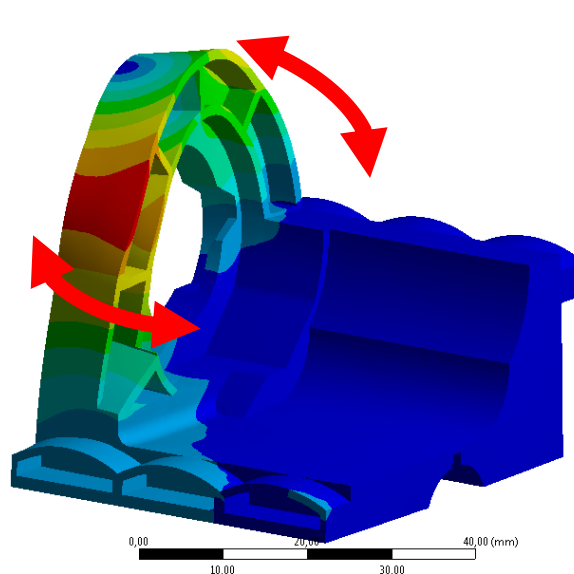
Vytvořený MKP model je plně v souladu s popisem MKP modelů provedeným v kap. 7.2. Materiál konzoly je uvažován PBT. Motorek je modelován pomocí náhrady hmotným bodem s připojením poddajnými vazbami. Uvažovaná hmotnost motorku ve výpočetních modelech je  $m_{\text{mot}} = 100 \text{ g}$ .

### 7.7.2 Výsledky výpočtů - dynamika

Na Obr. 66 je zobrazen tvar kmitání A na 1. vlastní frekvence konzoly s vertikálně uloženým motorkem (poloha  $0^\circ$ ). Na tvaru je patrný ohyb přírubové části konzoly ve směru osy X. Na Obr. 67 je zobrazen tvar kmitání B na 2. vlastní frekvence konzoly s vertikálně uloženým motorkem. Na tvaru kmitání B opět kmitá přírubová část konzoly, ale ohyb je kombinován s krutem kolem osy Y.



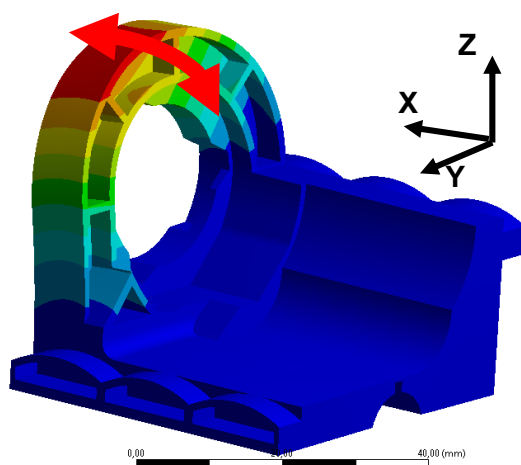
Obr. 66: Tvar kmitání A vertikálně uloženého motorku



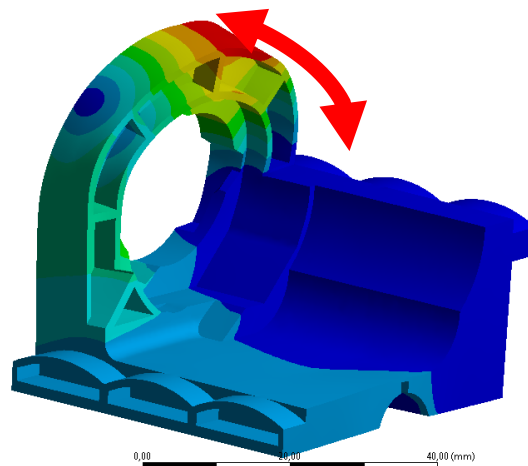
Obr. 67: Tvar kmitání B vertikálně uloženého motorku

Na Obr. 66 a Obr. 67 jsou zobrazeny tvary kmitání A na 1. vlastní frekvence konzoly s horizontálně uloženým motorkem (poloha  $90^\circ$ ). Na tvaru kmitání A je dobře viditelný ohyb přírubové části konzoly ve směru osy X. Na Obr. 67 je zobrazen tvar kmitání B na

2. vlastní frekvence konzoly s vertikálně uloženým motorkem. Na tvaru kmitání B opět kmitá přírubová část konzoly, ale ohyb je kombinován s krutem kolem osy Y.



Obr. 68: Tvar kmitání A vertikálně uloženého motorku



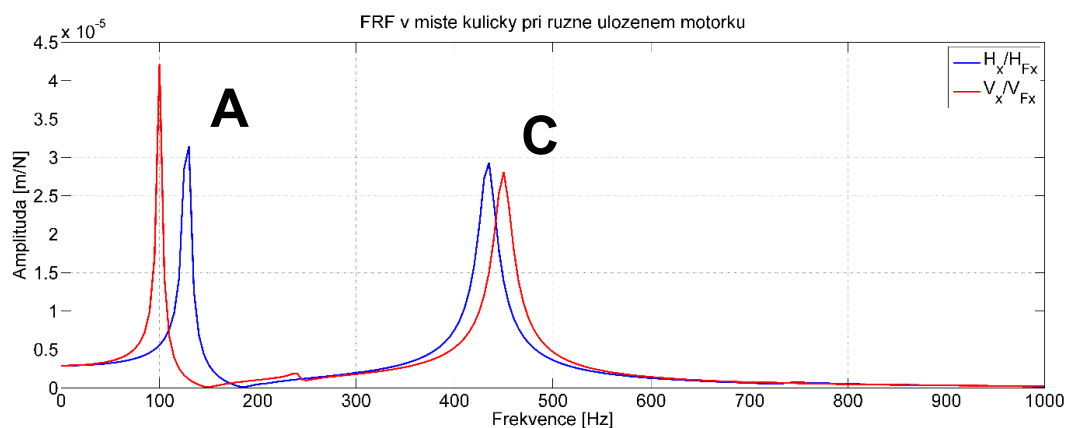
Obr. 69: Tvar kmitání B vertikálně uloženého motorku

Porovnání velikostí frekvencí kmitání na jednotlivých tvarech shrnuje Tab. 10. Dále je provedeno porovnání s výsledky výpočtů firmou Varroc Lighting Systems, s.r.o., provedenými na konzole starší konstrukce.

Tab. 10. Porovnání frekvencí konstrukční geometrie konzoly

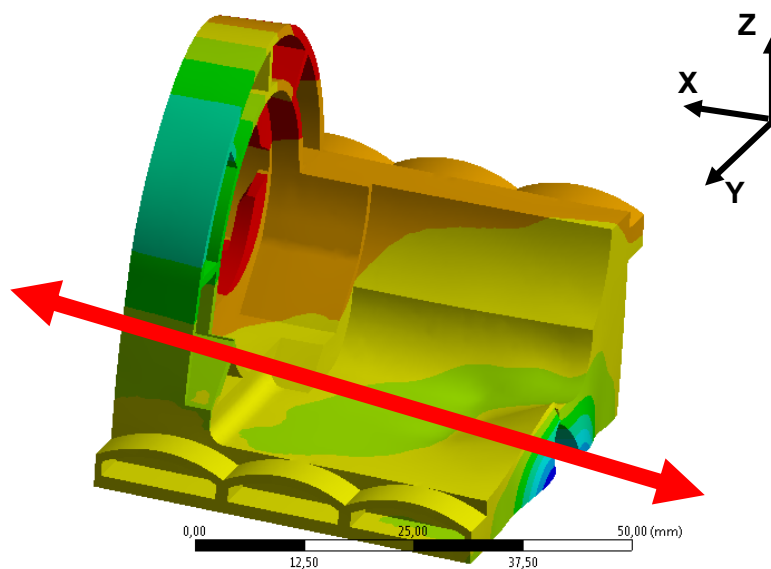
tvar	Motorek V [Hz]	Motorek H [Hz]	Varroc [Hz]	$\Delta V/\text{Varroc}$ [%]	$\Delta H/\text{Varroc}$ [%]
A	100,6	128	84,2	+19%	+52%
B	241	204	100,8	+139%	+102%

Motorek uložený horizontálně dosahuje vyšších frekvencí a nižších amplitud. To značí na vyšší ohybovou tuhost kolem osy Y než podél osy X.



Obr. 70: Porovnání frekvenční dynamické poddajnosti ve směru  $X$  v místě kuličky

Porovnání frekvenční dynamické poddajnosti v místě kuličky pro různě uložené motorky je zobrazeno na Obr. 70. Z porovnání je patrné, že pro obě uložení motorky jsou dominantní frekvence ve směru osy  $X$  na tvaru kmitání A a tvaru kmitání C, který je zobrazen na Obr. 71. Jedná se o kmitání celé konzoly na matici posuvového šroubu.

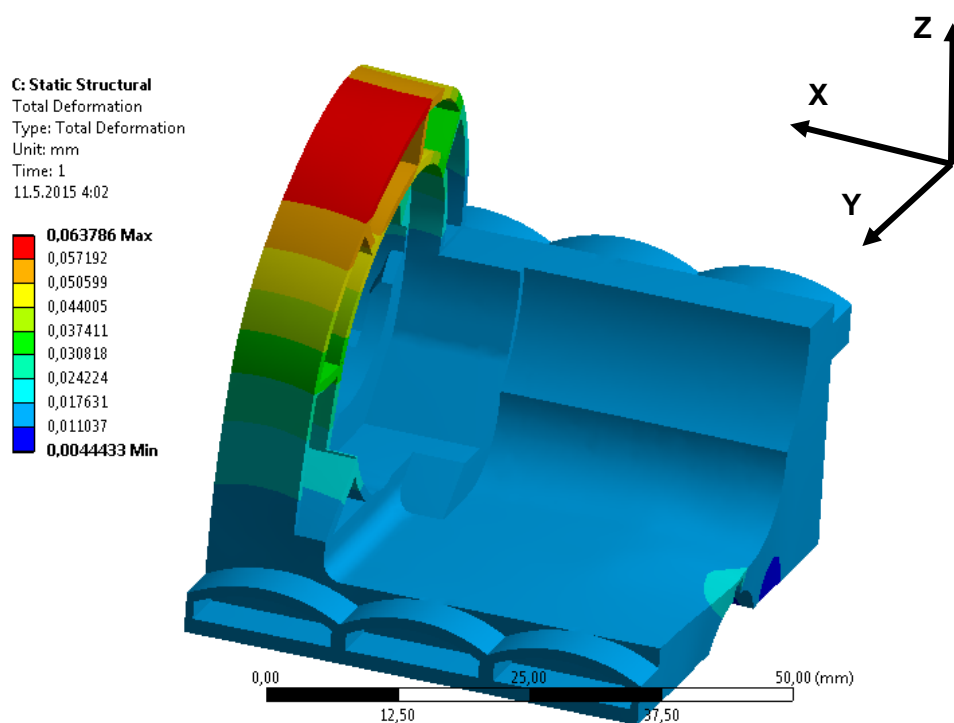


Obr. 71: Tvar kmitání C konzoly motorku

Z dosažených výsledků lze konstatovat, že byly splněny požadavky kladené na konzolu, tj. zvýšení hodnot 1. a 2. vlastní frekvence oproti původnímu návrhu.

### 7.7.3 Výsledky výpočtů – statika

Pro zjištění statických výpočtů bylo odečítáno posunutí v místě kuličky. Pole celkového posunutí konzoly od zatížení zobrazuje Obr. 72. Výsledky posunutí jsou shrnuty v Tab. 11.



Obr. 72: Pole celkového posunutí konzoly od zátěžné sály  $F_x = 10 \text{ N}$

Tab. 11: Shrnutí výsledků statické analýzy

	Nový návrh	Starší návrh Varroc	$\Delta$ Nový/Varroc
$u_x$ [mm]	-0,0127	-0,0169	-25%
$u_y$ [mm]	-0,0167	-0,102	-84%
$u_z$ [mm]	0,0494	0,059	-16%
$u_{\text{mag}}$ [mm]	0,0640	0,137	-53%



Výsledky statické analýzy ukazují, že navržená konzola vykazuje nižší posunutí ve všech sledovaných směrech.

## 7.8 Zlepšení vlastností konzoly volbou materiálu

Požadavky na funkčnost konzoly uvedené v kap. 4.3 na str. 26 použití některých materiálů omezují, jiné materiály jsou pro ni však vhodné. Kapitola hledá odpověď na otázku, zda lze zlepšit vlastnosti konzoly pouhou změnou materiálu při zachování původního návrhu.

Přehled možných použitelných materiálů pro konzoli je uveden v Tab. 12. Pro porovnání je tabulka doplněna o několik konvenčních kovových materiálů. Dále je tabulka rozšířena o hodnotu specifického modulu pružnosti, který je dán poměrem Youngova modulu pružnosti v tahu a hustoty materiálu.

$$E_s = \frac{E}{\rho} \quad (15)$$

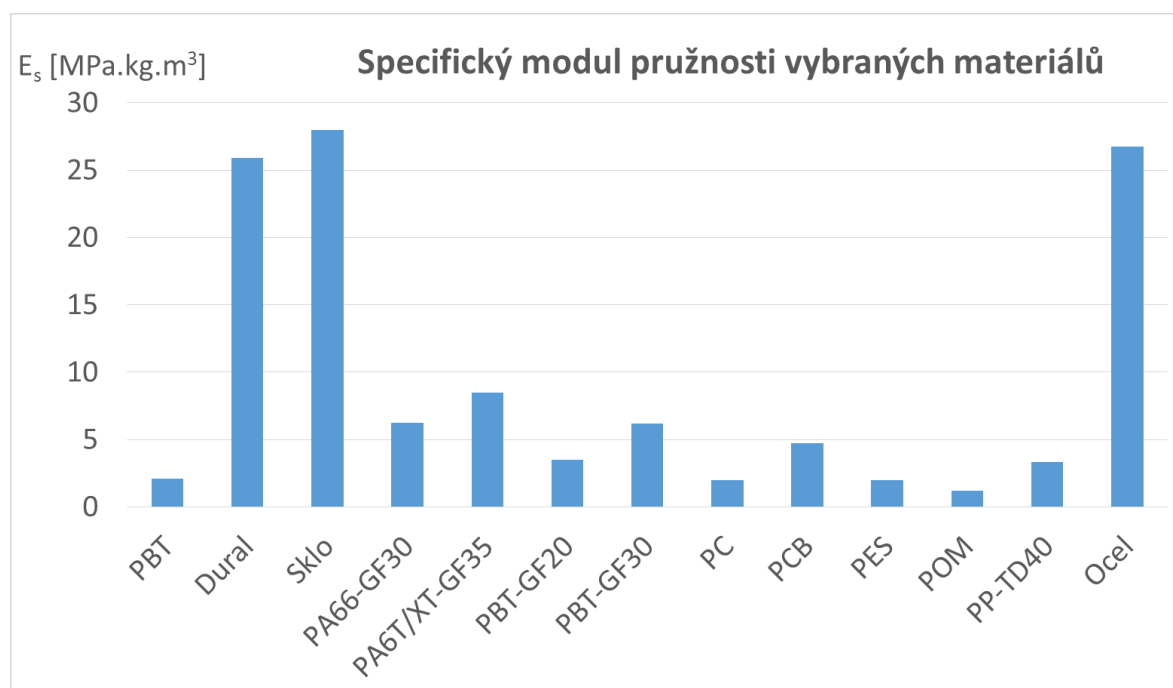
U konstrukčních dílců, kde je dominantní tuhost (deformace) oproti životnosti nebo lomovým vlastnostem, je specifický modul pružnosti dobrým ukazatelem při výběru vhodného materiálu. Materiál s vyšším specifickým modulem pružnosti (15) dovoluje konstruktérovi navrhnout do stejného zástavbového prostoru dílec o lepších mechanických vlastnostech. Takový dílec může dosahovat lepších statických a dynamických vlastností při nižší celkové hmotnosti. Další možností je pouhá změna materiálu u stávajícího dílce a tím dojde ke zlepšení vlastností.

Tab. 12: Tabulka materiálů použitelných pro konzoli

Materiál	Modul pružnosti E [MPa]	Hustota $\rho$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	Specifický modul pružnosti $E_s$ [MPa.kg.m <sup>-3</sup> ]	[%]
PBT	3 020	1 460	2,1	100%
Dural	70 000	2 700	25,9	1253%
Sklo	70 000	2 500	28,0	1354%

PA66-GF30	8 500	1 360	6,3	302%
PA6T/XT-GF35	12 500	1 470	8,5	411%
PBT-GF20	5 000	1 430	3,5	169%
PBT-GF30	9 500	1 540	6,2	298%
PC	2 350	1 200	2,0	95%
PCB	9 700	2 050	4,7	229%
PES	2 700	1 370	2,0	95%
POM	1 700	1 400	1,2	59%
PP-TD40	4 100	1 240	3,3	160%
Ocel	210 000	7 850	26,8	1293%

Porovnáním specifického modulu pružnosti je užitečná pomůcka při výběru vhodného materiálu pro konzoli – viz Obr. 73. Nejlepších mechanických vlastností bude dosahovat konzola při použití duralu, skla nebo oceli. Nevýhodou použití těchto materiálů je však poměrně složitá výroba dílců s množstvím obráběných ploch. Dalším omezením je zástavbový prostor. Pro dosažení shodných mechanických vlastností, oproti konzole z plastu, by bylo nutné rozměry konzoly zmenšit pod minimální zástavbový prostor.



Obr. 73: Srovnání specifického modulu pružnosti vybraných materiálů

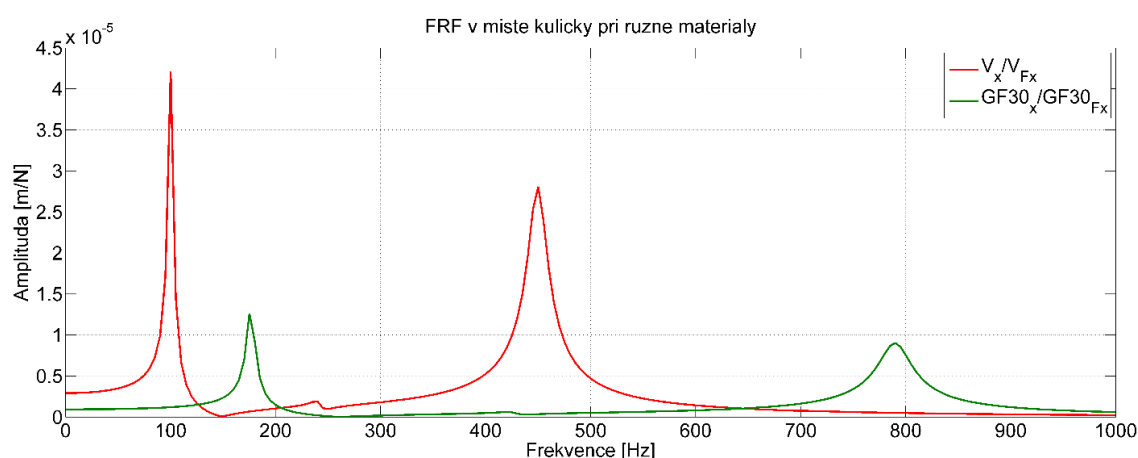
Volbou skelnými vlákny vyztuženého materiálu PBT ve verzích PBT-GF20 a PBT-GF30 lze dosáhnout zlepšení statických a dynamických vlastností konzoly při nezměněné konstrukci.

V Tab. 13 je provedeno porovnání statických posunutí v místě kuličky od zátěžné síly  $F = 10 \text{ N}$  pro materiály PBT a PBT-GF30.

Tab. 13: Srovnání statických posunutí v místě kuličky při změně materiálu

	PBT	PBT-GF30	$\Delta$ PBT/PBT-GF30
$u_x$ [mm]	0,0127	0,0095	-25%
$u_y$ [mm]	-0,0167	-0,0053	-68%
$u_z$ [mm]	0,0494	0,0159	-68%
$u_{\text{mag}}$ [mm]	0,0640	0,0193	-70%

Porovnání frekvenčních dynamických poddajnosti pro různé materiály v místě kuličky je zobrazeno Obr. 74. Porovnání bylo provedeno pro motorek uložený vertikálně.



Obr. 74: Porovnání FRF v místě kuličky pro různé materiály

Z porovnání statických i dynamických vlastností je dobře vidět, že pouhá změna materiálu dokáže zlepšit vlastnosti konzoly. V případě dynamických vlastností došlo, kromě zvýšení frekvence také ke snížení špiček amplitud kmitání. To ukazuje na vyšší celkovou tuhost konzoly. Konzola vyrobená z materiálu PBT-GF30 bude vykazovat lepší statické a dynamické vlastnosti.

---

## 8 Závěr

Předložená diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem posuvového držáku motorku horizontálního sklápění světlometů. Téma nivelace světlometů je s vývojem v automobilovém průmyslu a regulativů se k němu vztahujících velice aktuální.

V úvodní části práce je uveden popis principů regulace dosahu světlometů s rozdělením na pasivní a aktivní systémy s vysokou dynamikou a obecně popsán princip nivelace světelného paprsku. Je provedena rešerše materiálů nejčastěji používaných v automobilovém průmyslu se zaměřením na plasty jako vhodným materiálem pro konzoli motorku. U vybraných materiálů jsou popsány jejich vlastnosti. Dále je proveden popis zadaného seřizovacího dílce, zástavbového prostoru, podmínky montáže motorku a z nich plynoucí požadavky kladené na konzoli. Rozbor statických a dynamických vlastností provedený na jednoduchém příkladu se snaží poukázat na výběr správného materiálu a na možnosti hodnocení dynamicky namáhaných komponent. V závěru kapitoly je proveden stručný popis optimalizačních metod použitých k vlastnímu řešení práce.

Vlastní řešení posuvového držáku motoru se nejprve zabývá stanovením metodiky návrhu konzoly. Navržená metodika se snaží vnést do přístupu konstruktéra výpočetní nástroje, které ulehčí práci a povedou rychlejší cestou k optimálnímu řešení.

Kapitola návrhu konzoly motorku se, po obecné charakteristice MKP modelů, nejprve zabývá vhodnou náhradou motorku pomocí hmotného bodu. Významným prvkem je zkrácení výpočetního času a při shodě modelu s náhradou s plným modelem s motorkem. Metodou parametrické optimalizace je prozkoumán zástavbový objem konzoly a jsou vytipovány nejvhodnější varianty. Využití parametrické optimalizace umožnilo rychlý náhled a pomoc při výběru vhodné varianty. Na zvoleném zástavbovém prostoru je pomocí topologické optimalizace proveden návrh základního tvaru konzoly motorku, který je dále rozpracován v konstrukční geometrii. Metodou topologické optimalizace je navržen základní tvar a žebra konzoly. Výpočty provedené na konstrukčním návrhu jsou porovnány s dodanými daty staršího návrhu konzoly. Základní návrh konzoly dosahuje o 52 % vyšší 1. vlastní frekvenci a o 25% nižší posunutí ve směru X.

---

V závěru se kapitola zabývá možnostmi zlepšení statických a dynamických vlastností stávajícího návrhu pomocí volby materiálu s vyšším specifickým modulem pružnosti. Je ukázáno, že změnou materiálu lze významně zvýšit užité vlastnosti bez nutnosti měnit konstrukci.

---

## 9 Seznam literatury

1. AUTOMOTIVE LIGHTNING REUTLIGEN GMBH. dSPACE Magazine. č. 2/2008.
2. VLK, F. Osvětlení motorových vozidel. In: *Soudní inženýrství*. 2006, s. 292-300.
3. Automotive Lightning Reutligen. *Leveling* [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.al-lighting.com/lighting/headlamps/levelling/>
4. HELLA KGAA HUECK&CO. *Technical Information Light - Headlamps*. Propagační materiály Hella.
5. *ECE regulation R48*. 1990.
6. GRABIANOWSKI, E. How Adaptive Headlights Work. *Howstuffworks* [online]. 2014 [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: <http://auto.howstuffworks.com/adaptive-headlight1.htm>
7. Headlamp. *Wikipedia* [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: [http://en.wikipedia.org/wiki/Headlamp#Headlamp\\_leveling\\_systems](http://en.wikipedia.org/wiki/Headlamp#Headlamp_leveling_systems)
8. HULL, R. W. R. H. HEMION a D. G. CADENA. *Guidelines for Improving the Stability of Headlamp Aim*. Springfield Va.: National Technical Information Service, 1972.
9. HELLA KGAA HUECK&CO. *Overview Business Division Lightning*. Propagační materiály Hella.
10. BMW AG. *E65 Vehicle Lightning Systems*. Maniál k vozu.

- 
11. Plastics. The Future for Automakers and Chemical Companies. *ATKearney* [online]. 2012 [cit. 2014-05-30]. Dostupné z: [http://www.atkearney.com/cs/paper/-/asset\\_publisher/dVxv4Hz2h8bS/content/plastics-the-future-for-automakers-and-chemical-companies/10192kers-and-chemical-companies/10192](http://www.atkearney.com/cs/paper/-/asset_publisher/dVxv4Hz2h8bS/content/plastics-the-future-for-automakers-and-chemical-companies/10192kers-and-chemical-companies/10192)
  12. Global Automotive Plastics Market for Passenger Cars Forecasts to 2016. *PRWeb* [online]. [cit. 2014-05-30]. Dostupné z: <http://www.prweb.com/releases/2012/4/prweb9449903.htm>
  13. HAMÁČEK, R. *Optimalizace technologických parametrů vstřikování plastového dílce: Diplomová práce*. Brno: FSI VUT v Brně, Ústav strojírenské technologie, 2011.
  14. KOLESÁR, M. *Řešení nosných komponent světelné techniky automobilového průmyslu z hlediska jejich statického a ....* Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, U340, 2010.
  15. MILÁČEK, S. *Vybrané kapitoly z dynamiky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 80-01-02770-8.
  16. DOFEK, I. *Parametrická tvarová optimalizace letounu z aerodynamického hlediska. Disertační práce*. Brno: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýství, 2014.
  17. ONDŘEJ, J. *Umělá inteligence v diagnostice výkonových olejových transformátorů*. Brno: VUT Brno, Fakulta strojní, 2012.
  18. HAUPTVOGEL, J. a A. POTĚŠIL. *Využití topologických optimalizací při vývoji výrobku*. Luhačovice: ANSYS konference, 16. Ansys Users meeting, 2008.

- 
19. TOSCA Structural Optimisation. *TOSCA Structural Optimisation Products* [online]. [cit. 10-02-2015]. Dostupné z: <http://wildeanalysis.co.uk/fea/software/tosca>
  20. SOUČEK, P. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02902-6.
  21. DUCHÁČEK, V. *Polymery, výroba, vlastnosti, zpracování, použití*. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, 2006. ISBN 80-7080-617-6.
  22. NEUHÄUSL, E. Polymery amorfni a semikrystalické z hlediska vstřikování. *MM Průmyslové spektrum*. Praha: MM publishing, s. r. o. 2012, č. 1, s. 29.
  23. LENFELD, P. *Část II - Zpracování plastů*. TUL Liberec, Fakulta strojní [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: [http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta\\_tkp/sekce\\_plasty/obsah\\_plasty.htm](http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce_plasty/obsah_plasty.htm)
  24. Část pro novináře. *Arburg GmbH* [online]. [cit. 2014-04-10]. Dostupné z: <http://www.arburg.com/cs/cz/cast-pro-novinare/>
  25. BASF. *Ultramid Endure*. Katalog [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: [www.plasticsportal.eu / ultramid](http://www.plasticsportal.eu/ultramid)
  26. Heat Resistant Plastics. *Dupont* [online]. 2013, verze <http://www.dupont.com/products-and-services/plastics-polymers-resins/articles/heat-resistant-plastics.html> [cit. 2013-06-02].
  27. Material: Silicon (Si). *MEMSnet* [online]. [cit. 2014-12-05]. Dostupné z: <https://www.memsnet.org/material/siliconsibulk/>



- 
28. Silicone Rubber. *AZO Materials* [online]. [cit. 2015-01-10]. Dostupné z: <http://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=920>

---

## 10 Přílohy

### **Příloha 1 – Výkres posuvového držáku motoru**

